

ANÁLISE DE FADIGA EM JUNTAS DE TENSÃO EM ESTRUTURAS OFFSHORE

ANA FILIPA PINA MONTEIRO MARTINS

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM ESTRUTURAS

Orientador: Professora Doutora Elsa de Sá Caetano

Coorientador: Engenheiro Fernando Miguel de Sousa Marques

Coorientadora: Professora Doutora Deane de Mesquita Roehl

JULHO DE 2013

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2012/2013

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351-22-508 1901

Fax +351-22-508 1446



miiec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440



feup@fe.up.pt



<http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2012/2013 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2013*.

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respetivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão eletrónica fornecida pelo respetivo Autor.

AGRADECIMENTOS

Finalizada esta dissertação, gostaria de prestar os mais sinceros agradecimentos a todos os que tornaram exequível este projeto de investigação.

À Professora Doutora Elsa Caetano, orientadora do projeto, pela confiança depositada e disponibilidade demonstrada ao longo das várias etapas de realização do trabalho.

Ao Engenheiro Fernando Marques (Poliedro – Centro de Projetos de Construção, Lda.), coorientador do projeto, pelo constante incentivo e incansável apoio ao longo da sua concretização, em particular no manuseamento do *software* utilizado.

À Professora Doutora Deane Roehl, coorientadora do projeto por parte PUC-Rio, pela receptividade e pronta cooperação durante o período de execução desta dissertação.

RESUMO

O cenário de crescimento da exploração de petróleo e gás natural deve-se à descoberta de campos em águas profundas e ultraprofundas. Na verdade, aliado ao aumento da profundidade de instalação de plataformas petrolíferas verificou-se um acréscimo de importância de alguns componentes estruturais, como é o caso dos dutos. Os *risers*, amplamente usados para o transporte de fluidos do fundo do mar até às unidades de flutuantes de produção, encontram-se sujeitos a condições ambientais e ações dinâmicas severas.

No presente trabalho, analisa-se uma estrutura de conexão de *risers* em catenária livre, a *Sleeve Stress Joint*, empregue na ligação do *riser* à plataforma flutuante. As características dinâmicas e de fadiga deste tipo de junta de tensão são analisadas partindo de determinadas condições ambientais.

A conexão plataforma-*riser* é um dos principais desafios estruturais de um *riser* em catenária livre (*Steel Catenary Riser* – SCR) empregue a grandes profundidades. Devido às ações a que se encontra sujeito, a rotura por fadiga é passível de ocorrer nesta zona, tornando assim essencial uma avaliação detalhada do dano por fadiga neste tipo de estruturas.

O estudo realizado parte de resultados da análise global de um *riser* em catenária livre, processo que estabelece as condições de contorno e esforços necessários, possibilitando uma análise dinâmica local da junta de tensão utilizando modelos de elementos finitos com diferentes níveis de complexidade. Em particular, dois modelos de casca de um segmento de 32 m de extensão, o primeiro dos quais simulando as mangas de sobreposição através de um aumento localizado de espessura, enquanto o segundo utiliza dois níveis de elementos de casca e elementos de contato nessa sobreposição. Tendo por base os resultados das modelações numéricas, realiza-se uma análise de fadiga uniaxial, obtendo-se, deste modo, o dano por fadiga e uma previsão da vida em fadiga da junta de tensão.

PALAVRAS-CHAVE: *Risers*, *riser* em catenária livre, fadiga, juntas de tensão.

ABSTRACT

The recent outgrowth of oil and natural gas exploitation was due to the discovery of fields in deep and ultra-deep waters. Together with the increasing depth of installation of oil platforms there has been a growing in the importance of some structural components, as is the case of pipelines. The risers, widely used for transporting fluids from the seafloor to the floating production units, are subject to environmental conditions and severe dynamic actions.

In the present study, a steel catenary riser (SCR) connection structure is analysed, the Sleeve Stress Joint (SSJ), used to connect the riser to the floating platform. The dynamic and fatigue characteristics of this type of stress joint are analysed from the global study under specific environmental conditions.

The connection riser-vessel is a major structural challenge in a deep water steel catenary riser. Due to the stress to which it is subject, failure by fatigue is likely to occur in this area, hence making a detailed assessment of the fatigue damage imperative in this type of structures.

This study uses the results of the global analysis of a steel catenary riser, to establish the boundary conditions and efforts required, thus enabling a local dynamic analysis of the stress joint on the basis of finite element models of different degrees of complexity. In particular, two shell models of a 32 segment of riser are establish, one considering the superposition of the sleeves by means of an equivalent increase of thickness of the shell while the latter using two levels of shell elements contact elements to represent the superposition. Using the results of the numerical simulations, an analysis of uniaxial fatigue is carried out in order to obtain the fatigue damage and an estimate of the fatigue lifespan of the stress joint.

KEYWORDS: Risers, steel catenary riser, fatigue, stress joints.

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	iii
ABSTRACT	v

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVO DO TRABALHO	1
1.2. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	1
1.3. CONTEXTO DA EXPLORAÇÃO DE PETRÓLEO NO BRASIL	2
1.4. PETRÓLEO	5
1.5. CONSTITUIÇÃO DE UM SISTEMA OFFSHORE	7
1.5.1. PLATAFORMAS OFFSHORE	8
1.5.1.1. Plataformas fixas	8
1.5.1.2. Plataformas flutuantes	10
1.5.2. ÁRVORE DE NATAL	12
1.5.3. COMPLETAÇÃO	13
1.5.3.1. Completação Seca	14
1.5.3.2. Completação Molhada	14
1.5.4. DUTOS	14
1.5.5. RISERS	15
1.5.5.1. Configuração	16
1.5.5.2. Função	17
1.5.5.3. Material	17
1.5.6. ESTRUTURAS DE CONEXÃO UTILIZADAS EM SISTEMAS DE RISERS – STRESS JOINTS	18
1.6. ESTADO DE ARTE – CONTEXTO HISTÓRICO DA FADIGA	21

2. ANÁLISE GLOBAL DE UM RISER EM CATENÁRIA LIVRE	23
2.1. INTRODUÇÃO	23
2.2. ASPETOS REGULAMENTARES DE ACORDO COM A NORMA DNV RP OS-F201	24
2.3. DESCRIÇÃO DA ANÁLISE GLOBAL	26
2.3.1. Equação da catenária	26

2.3.2. Solicitações e condições ambientais	29
2.3.3. Efeitos Estáticos	30
2.3.3.1. Carácter gravitacional	30
2.3.3.2. Carácter hidrostático	31
2.3.4. Efeitos Dinâmicos	32
2.3.4.1. Movimento do mar	32
2.3.4.2. Ondas	34
2.3.4.3. Corrente – Equação de Morison.....	34
2.3.5. Interação solo- <i>riser</i>	36
2.4. ANÁLISE DINÂMICA	36
2.4.1. Análise numérica em problemas dinâmicos	37
2.4.1.1. Método de Newmark	38
2.4.1.2. Método de Hilber-Hughes.....	39
 3. ANÁLISE DE FADIGA.....	 41
3.1. O FENÓMENO DA FADIGA.....	41
3.1.1. Introdução	41
3.1.2. Fases da fadiga	41
3.1.3. Aplicação da mecânica da fratura ao estudo da fadiga	43
3.1.4. Ciclos de tensão de fadiga	46
3.1.4.1. Ciclos de amplitude de tensão constante.....	46
3.1.4.2. Ciclos a amplitude de tensão variável	47
3.1.4.3. Classificação dos tipos de carregamentos repetidos	47
3.2. RESISTÊNCIA À FADIGA	48
3.3. MÉTODO DA ACUMULAÇÃO DO DANO	50
3.4. MÉTODOS DE CONTAGEM DE CICLOS DE TENSÃO	52
3.4.1. Método da Gota de água ou <i>Rainflow</i>	52
3.4.2. Implementação do método da gota de água	54
3.4.3. Efeito da tensão média na análise da fadiga	56
3.5. EXEMPLOS DE ANÁLISES LOCAIS.....	58
3.5.1. Exemplo 1 : Modelo de elementos finitos de uma junta de conexão (plataforma fixa)	58
3.5.2. Exemplo 2 : Análise de fadiga para um <i>riser</i> de perfuração	60
3.5.3. Exemplo 3 : Propagação de trincas em defeitos de soldas circunferenciais de <i>risers</i> rígidos ...	62

3.5.4. Exemplo 4 : Modelação numérica para a avaliação de fadiga de ligações rebitadas numa ponte ferroviária.....	64
--	----

4. APLICAÇÃO E RESULTADOS.....	67
4.1. DESCRIÇÃO DO CASO DE ESTUDO	67
4.1.1. Contexto e geometria	67
4.1.2. Cargas aplicadas.....	69
4.2. MODELOS NUMÉRICOS DESENVOLVIDOS	72
4.2.1. Modelo de elementos finitos de casca contínuo sem elementos de contato.....	72
4.2.2. Modelo de elementos finitos de casca com elementos de contato	73
4.3. RESULTADOS DA ANÁLISE DINÂMICA	76
4.3.1. Modelo numérico I.....	76
4.3.1.1. Modos de vibração	76
4.3.1.2. Mapa de tensões de Von Mises	79
4.3.1.3. Registos temporais de tensões para pontos em localizações relevantes	80
4.3.2. Modelo numérico II.....	81
4.3.2.1. Mapa de tensões de Von Mises	81
4.3.2.2. Registos temporais de tensões para pontos em localizações relevantes	84
4.3.3. Análise comparativa	85
4.3.3.1. Comparação entre resultados dos modelos numéricos.....	85
4.3.3.2. Comparação com os resultados do artigo de [26]	86
4.4. RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA	89
4.4.1. Escolha da curva S-N.....	89
4.4.2. Relação entre as curvas S-N fornecidas pelo EC3 e pelo DNV	90
4.4.3. Análise de sensibilidade à tensão média	91
4.4.4. Modelo I.....	94
4.4.4.1. Contagem de ciclos e cálculo de espectros de tensão.....	94
4.4.4.2. Avaliação do dano por fadiga.....	95
4.4.4.3. Avaliação da vida de fadiga	96
4.4.5. Modelo II.....	97
4.4.5.1. Contagem de ciclos e cálculo de espectros de tensão.....	97
4.4.5.2. Avaliação do dano por fadiga.....	98
4.4.5.3. Avaliação da vida de fadiga	99

4.4.6. Comparação com os resultados do artigo de [26].....	100
4.5. MODELO I SEM MANGAS (MODELO III)	101
5. CONCLUSÃO	107
5.1. SÍNTESE DOS TRABALHOS DESENVOLVIDOS	107
5.2. RESULTADOS	108
5.3. DESENVOLVIMENTOS FUTUROS	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Bacias sedimentares ao longo da costa brasileira [2]	2
Figura 1.2 – Campanha "O petróleo é nosso!"	3
Figura 1.3 – Área de exploração do pré-sal [4]	5
Figura 1.4 – Pré-sal [5]	5
Figura 1.5 – Processo de formação do petróleo [8]	6
Figura 1.6 – Tipos de armadilhas	7
Figura 1.7 – Exemplos de sistemas de exploração petrolífera [11]	8
Figura 1.8 – Plataforma do tipo <i>Jacket</i> [13]	9
Figura 1.9 – Plataforma de Gravidade [14]	9
Figura 1.10 – Plataforma Autoelevatória [15]	10
Figura 1.11 – Torre Complacente [12]	10
Figura 1.12 – Plataformas do tipo FPSO [12]	11
Figura 1.13 – Plataformas do tipo TLP [16]	11
Figura 1.14 – Plataformas do tipo SPAR [9]	12
Figura 1.15 – Plataforma Semi-submersível [17]	12
Figura 1.16 – Árvore de natal convencional [18]	13
Figura 1.17 – Árvore de natal molhada [19]	13
Figura 1.18 – Completação Molhada [20]	14
Figura 1.19 – <i>Flowlines</i> [21]	15
Figura 1.20 – Dutos Umbilicais [22]	15
Figura 1.21 – <i>Jumpers</i> [23]	15
Figura 1.22 – Configurações de <i>risers</i> : (a) vertical, (b) em catenária, (c) e (d) em catenária com configuração complexa [24]	16
Figura 1.23 – Configurações com o recurso a flutuação intermédia [10]	17
Figura 1.24 – <i>Riser</i> rígido [20]	18
Figura 1.25 – <i>Riser</i> flexível [25]	18
Figura 1.26 – Zona de conexão <i>riser</i> -unidade flutuante típica [27]	19
Figura 1.27 – <i>Tapered Stress Joints</i> (TSJ)	19
Figura 1.28 – <i>Tapered Stress Joints</i> (adaptado de: a)[30]; b)[31]; c)[30]; d)[30])	20
Figura 1.29 – <i>Sleeve Stress Joint</i> (SSJ)	20
Figura 2.1 – Carregamentos ambientais num SCR [39]	23

Figura 2.2 – Catenária [42]	26
Figura 2.3 – Segmento de <i>riser</i> em equilíbrio estático [43]	27
Figura 2.4 – Configurações de equilíbrio estático [45]	28
Figura 2.5 – Representação esquemática do modelo empregue para a configuração SCR [44]	29
Figura 2.6 – Sistema de eixos adotado	31
Figura 2.7 – Representação das forças equivalentes ao impulso hidrostático num segmento de <i>riser</i> [10]	32
Figura 2.8 – Representação espacial dos movimentos de um navio no mar [46]	32
Figura 2.9 – Representação no plano dos movimentos de translação de um navio no mar [47]	33
Figura 2.10 – Representação no plano dos movimentos de rotação de um navio no mar [47]	33
Figura 2.11 – <i>Heaving</i> [48]	34
Figura 2.12 – Características genéricas de uma onda regular [49]	34
Figura 2.13 – “Fluxos” de força de acordo com a equação de Morison: a linha azul representa a força de atrito, a linha vermelha a força de inércia e a linha preta a força total.	35
Figura 2.14 – Representação de uma mola de reação vertical [53]	36
Figura 3.1 – Fases da fadiga - Representação esquemática de uma superfície de fratura por fadiga [62]	42
Figura 3.2 – Mecanismo de formação de intrusões e extrusões [62]	42
Figura 3.3 – Propagação a partir das extrusões e intrusões [65]	43
Figura 3.4 – Modos de rotura [66]	43
Figura 3.5 – Eixo de coordenadas [56]	44
Figura 3.6 – Lei de Paris [56]	45
Figura 3.7 – Ciclo de amplitude constante [70]	47
Figura 3.8 – Exemplo de um carregamento variável composto por diversos carregamentos constantes [71]	47
Figura 3.9 – Representação de uma curva genérica S-N	48
Figura 3.10 – Curvas de resistência à fadiga para tensões tangenciais [72]	49
Figura 3.11 – Curvas de resistência à fadiga para tensões normais [72]	49
Figura 3.12 – Curvas S-N em água de mar com proteção catódica [74]	50
Figura 3.13 – Espectro de tensões genérico apresentado sob a forma de histograma [73]	51
Figura 3.14 – Obtenção dos ciclos necessários para a rotura [73]	52
Figura 3.15 – Diagrama $\sigma - \epsilon$ de um carregamento [75]	53
Figura 3.16 – Diagrama $\sigma - t$ de um carregamento [75]	53
Figura 3.17 – Método da gota de água (adaptado de [75])	54
Figura 3.18 – Diagrama $\sigma - t$ idealizado [75]	54

Figura 3.19 – Condições para a contagem de ciclos completos [75]	55
Figura 3.20 – Contagem de ciclos [75]	55
Figura 3.21 – Efeito da variação da tensão média [77]	56
Figura 3.22 – Efeito da variação da tensão média [78]	56
Figura 3.23 – Ilustração dos diferentes critérios para a avaliação do efeito da tensão média	57
Figura 3.24 – a) Modelo tridimensional da plataforma fixa b) Modelo de elementos finitos de uma junta usada numa plataforma fixa [79]	58
Figura 3.25 – Estrutura do tipo <i>jacked</i> solicitada diretamente por ondas e corrente [79]	59
Figura 3.26 – Número de pontos verificado no contorno junta [79]	60
Figura 3.27 – Exemplo de mapa de variação de tensões obtido para uma estrutura tubular de aço empregue numa plataforma <i>offshore</i> fixa [80]	60
Figura 3.28 – Geometria do Modelo: a) Junta e conector correspondendo a $\frac{1}{2}$ da extensão do <i>riser</i> ; c) Divisão do modelo consoante o volume [81]	61
Figura 3.29 – Modelo de elementos finitos: a) Malha do modelo; b) Detalhe da malha [81]	62
Figura 3.30 – Ensaio laboratorial: a) Teste de dobragem; b) Teste de fadiga (<i>riser</i> submetido à flexão) [82]	63
Figura 3.31 – Modelo numérico: a) Malha base de elementos finitos; b) Malha após introdução de trinca inicial [82]	63
Figura 3.32 – Modelo numérico onde se evidenciam as condições de contorno e o ponto de aplicação das cargas (adaptado de [82])	64
Figura 3.33 – Modelo de elementos finitos: a) Modelo global-local de elementos finitos da ponte rebitada; b) Modelo de elementos finitos da ligação <i>stringer-to-cross-girder</i> ; c) Detalhe do modelo global-local de elementos finitos global-local na região da ligação (adaptado de [83])	65
Figura 3.34 – Junta do tipo <i>double-lap joints</i> (adaptado de [83])	66
Figura 4.1 – Geometria da junta de tensão analisada (SSJ)	68
Figura 4.2 – Localização da junta de tensão no sistema global	68
Figura 4.3 – Respostas no domínio do tempo num ponto selecionado no SCR obtidas por análise global do <i>riser</i> [26]	69
Figura 4.4 – Variação temporal da ação aplicada ao modelo numérico: a) Força horizontal F_x ; b) Força horizontal F_y ; c) Força vertical F_z ; d) Momento M_x ; e) Momento M_y ; f) Momento M_z	71
Figura 4.5 – <i>Rigid link</i>	71
Figura 4.6 – Representação esquemática do modelo numérico da junta evidenciando o ponto de aplicação das cargas	72
Figura 4.7 – Modelo numérico I	73
Figura 4.8 – Geometria da SSJ: a) corte transversal com geometria real (em mm); b) corte transversal com diâmetros alterados (em mm) para o modelo com elementos de contato.	75

Figura 4.9 – Geometria do modelo II: a) Vista geral do modelo b) Detalhe das zonas de transição do modelo.	76
Figura 4.10 – Modos de vibração da SSJ (Modelo I): a) primeiro modo de vibração de flexão ; b) segundo modo de vibração de flexão; c) terceiro modo de vibração de flexão; d) quarto modo de vibração de flexão; e) quinto modo de vibração de flexão	79
Figura 4.11 – Mapa das tensões de Von Mises com localização do nó com tensão máxima (nó 81) . 80	
Figura 4.12 – Resposta da estrutura em termos de tensões segundo XX no nó 81	81
Figura 4.13 – Mapa das tensões de Von Mises com localização do nó com tensões máximas (nó A) 82	
Figura 4.14 – Mapa das tensões de Von Mises com a representação das forças de contato: a) Vista local das duas zonas de contato; b) Vista local da zona de contato entre o <i>riser</i> e a manga interna ..	83
Figura 4.15 – Zonas de contato consideradas no modelo II e no modelo desenvolvido por Zeng, [26]	84
Figura 4.16 – Resposta da estrutura em termos de tensões (paralelas ao eixo longitudinal do <i>riser</i>) no ponto onde se verifica a tensão máxima (ponto A)	85
Figura 4.17 – Comparação entre tensões nos pontos de tensão máxima (nó 81 - modelo I e nó A – modelo II)	86
Figura 4.18 – Mapa das tensões com localização do nó com tensões máximas [26]	87
Figura 4.19 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I	88
Figura 4.20 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta [26]	88
Figura 4.21 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II	89
Figura 4.22 – Curvas S-N para aço de alta resistência [75]	90
Figura 4.23 – Análise de sensibilidade do efeito da tensão média na curva S-N	92
Figura 4.24 – Variação de tensões no tempo considerando diferentes valores de tensão média	93
Figura 4.25 – Dano por fadiga para diferentes valores de tensão média	94
Figura 4.26 – Contagem de ciclos através do método Rainflow	95
Figura 4.27 – Distribuição ao longo do comprimento da junta do dano por fadiga	96
Figura 4.28 – Distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga	97
Figura 4.29 – Contagem de ciclos através do método Rainflow	98
Figura 4.30 – Distribuição ao longo do comprimento da junta do dano por fadiga	99
Figura 4.31 – Distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga	100
Figura 4.32 – Distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga [26]	100
Figura 4.33 – Modelo numérico III (modelo I sem mangas)	101
Figura 4.34 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo III (modelo I sem mangas)	101

Figura 4.35 – Distribuição do dano por fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo I sem mangas (modelo III).....	102
Figura 4.36 – Distribuição da vida de fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo I sem mangas (modelo III).....	103
Figura 4.37 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo I sem mangas	104
Figura 4.38 – Distribuição do dano por fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo I sem mangas (modelo III).....	105
Figura 4.39 – Distribuição da vida de fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo II sem mangas (modelo III).....	105

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro 2.1 – Métodos de análise dinâmica global [1]	24
Quadro 2.2 – Técnicas típicas de análise <i>versus</i> aplicações [1].....	25
Quadro 2.3 – Parâmetros usados para análise global [44]	30
Quadro 4.1 – Parâmetros geométricos do modelo adotado	69
Quadro 4.2 – Características mecânicas do aço da SSJ	69
Quadro 4.3 – Parâmetros geométricos do modelo I	72
Quadro 4.4 – Características geométricas alteradas da junta	74
Quadro 4.5 – Frequências naturais correspondentes aos modos de vibração.....	79
Quadro 4.6 – Parâmetros da curva B1 [75].....	90
Quadro 4.7 – Correspondência entre as curvas S-N [75]	91

1

INTRODUÇÃO

1.1. OBJETIVO DO TRABALHO

O trabalho desenvolvido no âmbito desta dissertação tem por objetivo o desenvolvimento e utilização de ferramentas de análise dinâmica e avaliação do dano por fadiga numa junta de tensão empregue num sistema de *riser* de aço em catenária livre (SCR).

Normalmente, o dimensionamento de estruturas de conexão é analisado como parte de uma análise global do sistema de *risers*, recorrendo ao uso do método de elementos finitos. Um projeto global do *riser* implica que, ao longo de toda a sua extensão, sejam cumpridas normas internacionais e, sendo a estrutura de conexão parte integrante do *riser*, o seu dimensionamento exige que se analisem diversos casos de carregamento. As análises estruturais de *risers* são elaboradas contabilizando as estruturas de conexão, recorrendo-se a um processo iterativo até que se consiga obter soluções que atendam aos critérios necessários. Tal procedimento resulta num aumento significativo do custo computacional e do tempo de realização do trabalho.

A presente dissertação visa evitar o referido trabalho adicional, procedendo ao estudo de uma estrutura de conexão do tipo SSJ partindo de resultados da análise global, na qual não é tida em conta a existência da estrutura de conexão. Tais dados permitem que a junta seja analisada de forma isolada.

1.2. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Com o intuito de cumprir o estabelecido no ponto 1.3, a dissertação encontra-se dividida em cinco capítulos.

No primeiro capítulo faz-se uma introdução referindo os seguintes aspetos: contextualização histórica da exploração petrolífera no Brasil, descrição sucinta dos processos de formação de petróleo, explicitação dos constituintes e de aspetos estruturais e funcionais associados a um sistema de exploração petrolífera e contextualização histórica do fenómeno da fadiga.

No segundo capítulo é descrito o processo de análise global de um *riser* em catenária livre de acordo com as metodologias patentes na norma norueguesa DNV RP OS-F201 [1]. No presente capítulo são ainda apresentados os fundamentos da análise dinâmica.

No terceiro capítulo são descritas as principais metodologias de análise de fadiga em estruturas metálicas, designadamente os métodos baseados no conceito da acumulação de dano. No final deste capítulo são ainda expostos alguns exemplos de estudos de análise local de fadiga.

No quarto capítulo apresentam-se os modelos de elementos finitos elaborados e os resultados obtidos após a sua análise dinâmica e análise de fadiga.

Por fim, no quinto capítulo, apresentam-se as conclusões retiradas da análise dos resultados obtidos e apresentam-se possíveis desenvolvimentos futuros do trabalho apresentado.

1.3. CONTEXTO DA EXPLORAÇÃO DE PETRÓLEO NO BRASIL

Em 1859, o petróleo passou a fazer parte da economia mundial, após ter sido efetuada a primeira perfuração bem-sucedida na Pensilvânia (EUA), resultando numa expansão das refinarias produtoras de querosene utilizado principalmente para a iluminação. Aliado a este facto, os produtos compostos por derivados de petróleo passaram a apresentar uma variedade crescente devido ao aumento de importantes invenções, tais como os motores de combustão interna, desenvolvidos por Otto, Daimler e Diesel, no final do século XIX.

O Brasil possui cerca de 6430000 km² de bacias sedimentares, indispensáveis para a formação de petróleo, dos quais 4880000 km² se encontram em terra e 1550000 km² em plataforma continental (Figura 1.1).



Figura 1.1 – Bacias sedimentares ao longo da costa brasileira [2]

A prospeção de petróleo no Brasil iniciou-se em São Paulo, no município de Bofete, entre 1892 e 1896. No entanto, embora os resultados apontassem para a existência de petróleo a sua extração não se revelou economicamente viável.

Em 1932 estabeleceu-se a primeira refinaria do país, em Uruguaiana, onde apenas era utilizado petróleo importado do Chile e de outros países produtores.

Desde 1930 que o tema do petróleo se encontrava no centro dos debates no Brasil, existindo divergências entre aqueles que defendiam posturas nacionalistas para a sua exploração e empresários do setor privado que tinham interesse na exploração petrolífera no Brasil. Nesta altura o país encontrava-se ainda bastante dependente de empresas privadas multinacionais para a realização das etapas da exploração petrolífera, desde a extração até à distribuição de combustível.

Em 1938 surge, neste contexto, o Conselho Nacional de Petróleo (CNP) fundado pelo então presidente Getúlio Vargas. O Brasil, com o estabelecer do CNP, adota uma política nacionalista, concedendo-se legislativamente ao governo o controle da atividade de refinação e exploração do petróleo [3].

As funções do CNP passavam pela avaliação dos pedidos de prospeção e exploração e ainda pela fiscalização de todas as atividades de importação, exportação, transporte, distribuição e comércio de petróleo. A partir do decreto que instituiu o Conselho Nacional de Petróleo, as jazidas, mesmo que ainda não descobertas, passaram a ser consideradas património do Governo Federal.

Em 1939 é descoberta a primeira jazida de petróleo explorável comercialmente em Lobato, Salvador da Bahia. Com o aumento de pesquisas motivadas pelo CNP descobre-se em 1941 o primeiro campo onde se produz petróleo no Brasil, o campo de Candeias [3].

Após a Segunda Guerra Mundial desencadeia-se um debate em torno da exploração petrolífera no país que marcou a História do Brasil entre as décadas de 1940 e 1960. O cariz polémico do tema deve-se ao facto de envolver uma série de aspetos políticos nomeadamente: a supremacia nacional, a relevância dos recursos minerais, a estratégia de industrialização e as fronteiras de ação das empresas multinacionais no país. Neste contexto, através de diversos movimentos sociais e setores organizados da sociedade civil, é mobilizada a campanha "O petróleo é nosso!". Tal citação torna-se famosa ao ser pronunciada por Getúlio Vargas, após a descoberta de reservas de petróleo na Bahia e torna-se mais tarde lema da Campanha do Petróleo, patrocinada pelo Centro de Estudos e Defesa do Petróleo e promovida por nacionalistas, culminando na fundação, em 1953, da empresa estatal "Petróleo Brasileiro S.A.", mais conhecida como Petrobras [3].



Figura 1.2 – Campanha "O petróleo é nosso!"

Em 1954 conclui-se a instalação da Petrobras, com as refinarias de Mataripe (BA) e Cubatão (SP), os primeiros patrimónios da empresa, herdados do Conselho Nacional de Petróleo. A operação da Petrobras iniciou-se em 10 de Maio de 1954, com uma produção de 2663 barris, representativos de 1,7% do consumo nacional.

Em 1961 é construída pela Petrobras a primeira refinaria do Brasil, a REDUC. Com o estabelecimento desta, atinge-se a autossuficiência na produção dos principais derivados. Atualmente, a Reduc apresenta-se como a mais completa refinaria do país.

Em 1968 descobre-se o campo de Guaricema, em Sergipe, o primeiro campo localizado no mar, a cerca de 80 metros de profundidade. No mesmo ano inicia-se ainda a operação da primeira plataforma de perfuração de petróleo construída no Brasil, a P-1.

No ano de 1973 desencadeia-se o chamado “choque do petróleo”, constituindo um importante marco na história. Tal acontecimento deve-se ao acréscimo significativo dos preços internacionais do petróleo, decisão tomada pela Organização dos Países Produtores de Petróleo (OPEP). O presente ambiente de crise motiva um crescente investimento da Petrobras na exploração *offshore*, verificando-se um acréscimo da produção nacional e consequente diminuição das importações.

Nos anos subsequentes são diversas as descobertas de campos petrolíferos. Em 1974 descobre-se a bacia de Campos, localizada na costa norte do estado do Rio de Janeiro, estendendo-se até ao sul do Espírito Santo. Dada a sua grande extensão, torna-se a maior província petrolífera do Brasil, responsável por mais de 80% da produção nacional de petróleo. A exploração comercial inicia-se em 1977, no campo de Enchova, com uma produção de cerca de 10 mil barris por dia [3].

Em 1984 descobre-se o campo de Albacora na bacia de Campos, provando a existência de campos extensos a grandes profundidades no país. Um ano mais tarde encontra-se o campo de Marlim, localizado na mesma bacia, a cerca de 110 km do litoral do Rio de Janeiro. Nesta altura, o país já produzia metade do petróleo consumido, 14% acima dos valores registados em 1979 [3].

Passados sete anos, inicia-se a operação do campo de Urucu, situado na Bacia do Rio Solimões. Tal descoberta revelou-se essencial para comprovar a existência de petróleo e gás de valor comercial na Amazônia.

Aliado ao avanço tecnológico e ao interesse económico na extração de petróleo a elevadas profundidades, em 1986 é criado o Programa de Capacitação Tecnológica em Águas Profundas (PROCAP). A Petrobras, que até então importava tecnologia, inicia-se no campo de desenvolvimento de tecnologia necessária para produção de petróleo em águas profundas.

Em 1997, é aprovada a lei que encerra o monopólio estatal sobre a exploração petrolífera permitindo que empresas do sector privado competissem também na atividade. Assim, com o passar do tempo, o Brasil torna-se numa das únicas nações a dominar a tecnologia de exploração petrolífera em águas profundas e ultraprofundas.

Em 2003, com a descoberta de outras bacias, é estabelecido um novo período da atividade petrolífera no Brasil. A capacidade de produção de petróleo permite colmatar mais de 90% das necessidades desta fonte de energia e seus derivados no país. Em 2006, verifica-se que o volume de produção atinge patamares mais elevados e consegue superar, pela primeira vez, o valor da procura total. A conquista da autossuficiência revela-se crucial para o desenvolvimento da economia e aumento do número de postos de trabalho [3].

No ano de 2007, foi descoberto um novo campo de exploração petrolífera na camada do pré-sal (Figura 1.3). Estas reservas de petróleo encontram-se a sete mil metros de profundidade e apresentam um elevado número de poços de petróleo em excelente estado de conservação (Figura 1.4). Caso as estimativas estejam corretas, esta nova frente de exploração será capaz de duplicar o volume de produção de óleo e gás combustível do Brasil.



Figura 1.3 – Área de exploração do pré-sal [4]

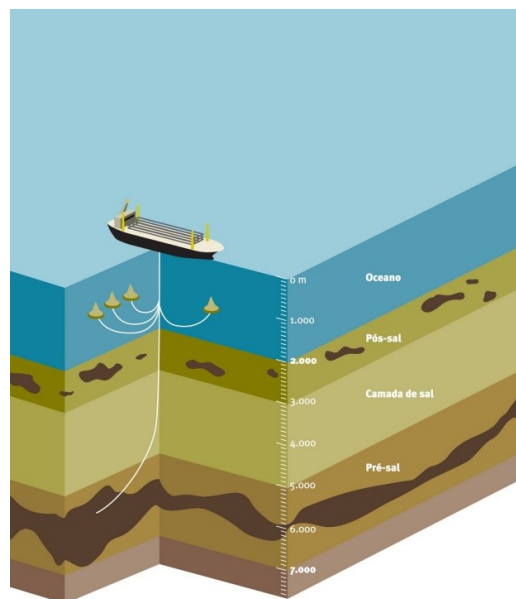


Figura 1.4 – Pré-sal [5]

Estima-se que a produção de petróleo no Brasil corresponda a aproximadamente um milhão de barris por dia até 2017 [6]. Segundo o “Relatório de Mercado de Médio Prazo 2012”, o desenvolvimento da atividade de exploração petrolífera no Brasil é o terceiro mais expressivo quando comparado com os países de fora da Organização dos Países Exportadores de Petróleo (Opep) [7].

1.4. PETRÓLEO

O petróleo é um produto líquido de cor escura, formado pela transformação de matéria orgânica, de origem animal e vegetal, soterrada há milhões de anos, em ambientes marinhos.

Além de ser largamente utilizado como fonte de energia devido ao seu elevado poder energético, o petróleo é matéria-prima para a produção de diversos compostos químicos e materiais como plásticos, polímeros, tintas, solventes, nafta, entre outros, essenciais para o fabrico de produtos a nível industrial.

A formação de petróleo dá-se principalmente em regiões oceânicas com grande produção biológica e elevado depósito de sedimentos finos. Numa região marítima rica em nutrientes, existe naturalmente uma grande quantidade de organismos marinhos e vegetais. Com o final do seu ciclo de vida, estes organismos depositam-se no fundo do mar, nas chamadas bacias sedimentares, sendo soterrados pelos sedimentos que, com o passar do tempo, se depositam no local.

Inicialmente, a matéria soterrada passa por um processo de decomposição devido à ação de bactérias presentes nos sedimentos. Com o passar do tempo, as deposições de matéria orgânica vão sendo sujeitas a um aumento de temperatura e pressão, originado pelo peso das camadas de sedimentos que se vão depositando (Figura 1.5).

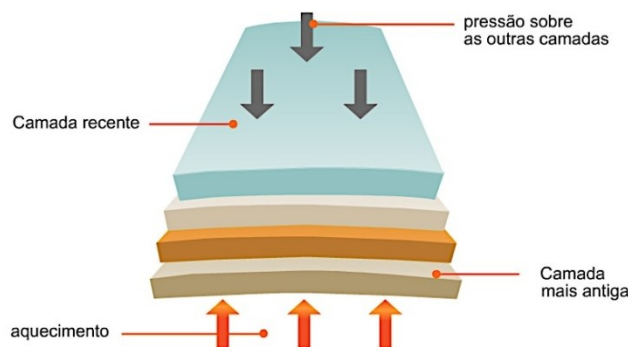


Figura 1.5 – Processo de formação do petróleo [8]

A transformação da matéria orgânica encontra-se dividida em quatro fases distintas: Diagéneze, Catagéneze, Metagéneze e Metamorfismo [8].

A Diagéneze consiste numa reorganização celular da matéria depositada através da ação bacteriana que a transforma em querogénio. A Catagéneze diz respeito à transformação do querogénio em hidrocarbonetos líquidos e gás por ação exclusiva da temperatura. Nesta fase já não existem bactérias que degradam a matéria e as ligações químicas são quebradas devido ao referido aumento de temperatura e pressão da camada sedimentar.

A Metagéneze consiste na formação de gases provenientes do aumento da temperatura. Por fim, o Metamorfismo é um processo que ocorre com temperaturas superiores a 210 °C, resultando na degradação dos hidrocarbonetos formados nas fases anteriores. A rocha sedimentar na qual se dá a transformação da matéria orgânica é designada por rocha-mãe.

Geralmente, a composição química do petróleo é de “14% de parafinas normais; 30% de parafinas cíclicas; 10% de resinas e asfaltenos; 16% de parafinas ramificadas e 30% de aromáticos” [8], correspondendo assim a uma mistura de hidrocarbonetos.

O petróleo encontra-se submetido a uma série de movimentos, desde a sua origem até à formação de reservatórios, designados por migrações [8]. O aumento da pressão e fratura na rocha-mãe faz com que o petróleo se desloque para as formações geológicas superiores, fenómeno designado por migração primária. Após a saída do petróleo e consequente diminuição da pressão da rocha-mãe, as fraturas são novamente fechadas. Terminada a migração primária, o petróleo flui através de formações permeáveis até encontrar uma formação impermeável ou armadilha. A este movimento dá-se o nome de migração secundária.

A armadilha consiste na existência de uma camada rochosa selante cuja baixa permeabilidade impossibilita a migração de petróleo até à superfície, sobreposta a uma rocha reservatório que pode ou não conter petróleo acumulado. Estas podem ser classificadas como estruturais, estratigráficas ou mistas [9]. Numa armadilha estrutural, o reservatório origina-se através da deformação estrutural da litologia, como dobras e/ou falhas que, em associação com as rochas impermeáveis, viabilizam a acumulação de hidrocarbonetos. As armadilhas estratigráficas devem-se à variação de características das rochas reservatório, tais como: a porosidade, constituição ou falta de continuidade devida, por exemplo, a uma discordância erosiva. Por fim, as armadilhas mistas consistem numa associação dos dois tipos de armadilhas anteriormente descritos (exemplo: Domo salino). Os vários tipos de armadilhas descritos encontram-se representados na Figura 1.6.

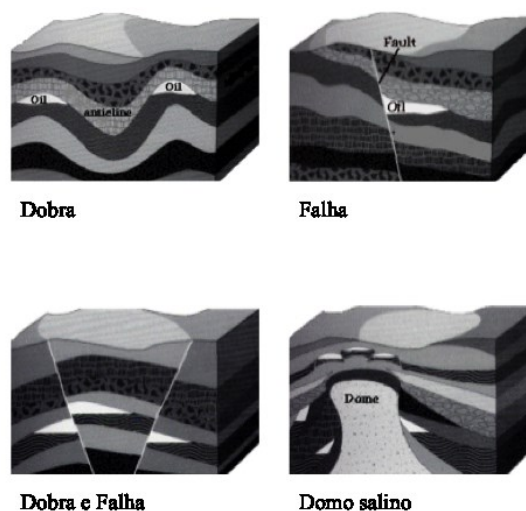


Figura 1.6 – Tipos de armadilhas

1.5. CONSTITUIÇÃO DE UM SISTEMA OFFSHORE

Um sistema de exploração de petróleo *offshore* é constituído por diversos elementos nomeadamente: plataforma, árvore de natal, cabos e tubos submersos ou dutos (Figura 1.7) [10].

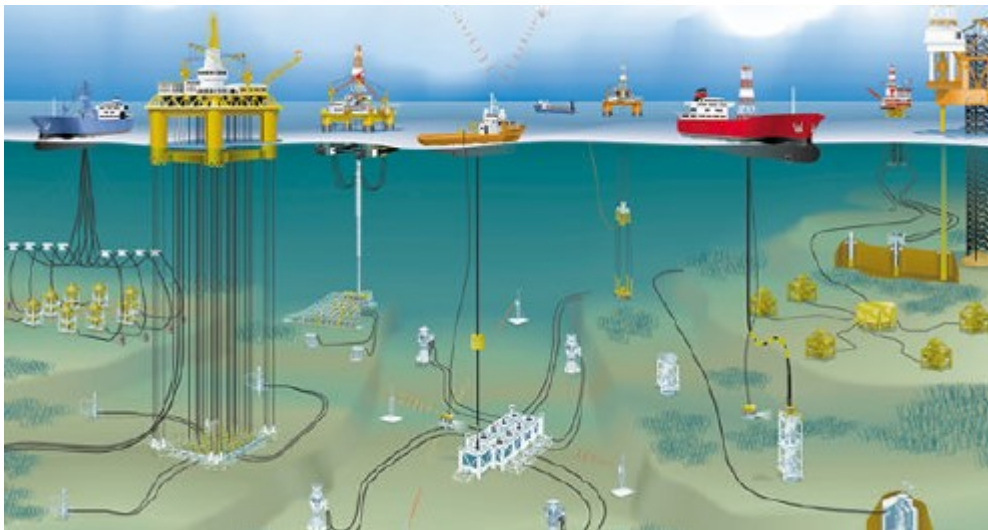


Figura 1.7 – Exemplos de sistemas de exploração petrolífera [11]

1.5.1. PLATAFORMAS OFFSHORE

De um modo geral, as plataformas *offshore* são responsáveis pela perfuração de poços, extração e processamento de petróleo. Para além destas funções, é nestas que são ainda armazenados os materiais e máquinas necessários ao processo, sendo também aqui encontrados os alojamentos, áreas comuns e refeitórios dos trabalhadores.

Existem diversos tipos de plataformas, podendo ser classificadas consoante o seu funcionamento, função e de acordo com o posicionamento da árvore de natal [12].

Relativamente ao seu funcionamento, as plataformas podem ser fixas ou flutuantes. No que diz respeito à sua função, estas podem ser de produção ou perfuração. Por fim, consoante o posicionamento da árvore de natal, as plataformas podem ser de completação seca ou molhada.

1.5.1.1. Plataformas fixas

Plataformas fixas são unidades de produção ou perfuração que se encontram diretamente apoiadas no solo marinho, recorrendo a estacas ou simplesmente à ação da gravidade.

Este tipo de estruturas é utilizado para a extração de petróleo em poços com cerca de 300-400 metros de altura. Esta altura é medida desde a superfície até ao leito marinho e designa-se por lâmina de água.

As plataformas fixas foram as primeiras plataformas *offshore* a ser desenvolvidas e usadas em maior escala. No entanto, a sua principal limitação diz respeito à lâmina de água onde podem ser usadas. Na verdade, para maiores profundidades, verifica-se um aumento significativo da instabilidade, o que leva à necessidade de existência de uma base para a plataforma com dimensões economicamente pouco rentáveis.

Existem quatro tipos de plataformas fixas:

- Jaqueta (*Jacket*);
- Gravidade;
- Autoelevatória (*Jack-up*);
- Torre Complacente.

As plataformas do tipo Jaqueta (Figura 1.8) são constituídas por um convés apoiado numa subestrutura treliçada tubular de aço. Este tipo de plataformas pode ser empregue para perfuração e produção de petróleo e gás natural não possuindo, no entanto, capacidade de armazenamento.

Estas plataformas encontram-se fundadas recorrendo a estacas cravadas no fundo do mar e são utilizadas para uma lâmina de água até aos 200 metros [12]. A sua operação não é condicionada pelas condições marítimas, podendo efetuar-se isoladamente ou com um navio acoplado. Este tipo de estrutura possui ainda um reduzido nível de complexidade de equipamentos.

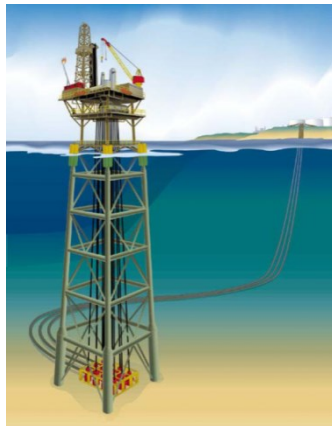


Figura 1.8 – Plataforma do tipo *Jacket* [13]

As plataformas de Gravidade (Figura 1.9) apresentam um comportamento semelhante às plataformas descritas anteriormente. Encontram-se apoiadas por meio de colunas de betão armado cuja base apresenta um sistema de cápsulas a vácuo permitindo a sua fixação no leito marinho. Podem ser usadas apenas para a produção de petróleo e são empregues para profundidades não superiores a 500 metros de lâmina de água [9]. Os esforços a que este tipo de estruturas se encontra sujeita são superiores aos esforços presentes nas plataformas do tipo Jaqueta.

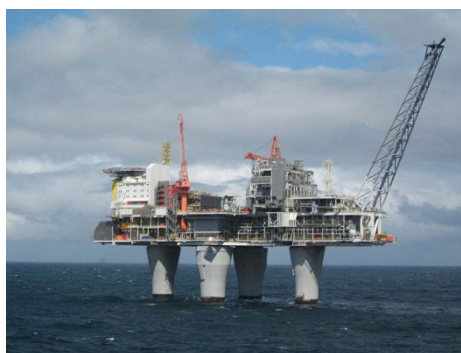


Figura 1.9 – Plataforma de Gravidade [14]

As plataformas autoelevatórias (Figura 1.10) consistem em unidades móveis que se apoiam no leito marinho através de pernas elevatórias. Estas pernas podem ser cilíndricas, de betão armado, ou treliçadas, com tubos de aço. Este tipo de estrutura tem como finalidade a prospeção e a perfuração de

poços exploratórios de petróleo na plataforma continental em lâminas de água até cerca de 160 metros [12].



Figura 1.10 – Plataforma Autoelevatória [15]

Por fim, as plataformas designadas por Torre Complacente (Figura 1.11) são bastante semelhantes às plataformas do tipo Jaqueta. Enquanto esta última possui uma base mais ampla, a Torre Complacente é constituída por uma torre estreita e flexível, conseguindo suportar forças laterais por deflexão. Este tipo de estrutura pode ser empregue entre os 500 e os 1000 metros de profundidade [9].

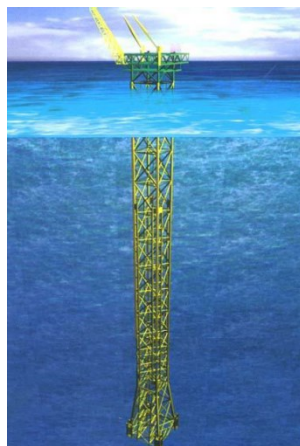


Figura 1.11 – Torre Complacente [12]

1.5.1.2. Plataformas flutuantes

As plataformas flutuantes foram desenvolvidas à medida que foi havendo necessidade de exploração petrolífera a profundidades superiores a 1000 metros de lâmina de água. Este tipo de plataformas tem as características das estruturas complacentes, quando instaladas através de sistemas de ancoragem.

Existem vários tipos de unidades flutuantes que se diferenciam no facto de produzirem e/ou armazenarem petróleo. As plataformas mais vulgarmente utilizadas são as FPSO, TLP, SPAR e Semi-submersíveis.

As plataformas designadas por FPSO (*Floating Production, Storage and Offloading*) dizem respeito a navios de exploração, armazenamento e transporte de petróleo e gás (Figura 1.12.) Podem ser utilizadas em poços com uma altura de lâmina de água compreendida entre 200 e 2000 metros [9].

Atualmente, este tipo de estruturas é bastante empregue, uma vez que garante uma grande capacidade de armazenamento. Isto permite, por sua vez, a instalação destas unidades em campos bastante afastados da costa.



Figura 1.12 – Plataformas do tipo FPSO [12]

Plataformas denominadas por TLP (*Tension Leg Platform*) são unidades flutuantes cujo movimento vertical se encontra limitado por cabos verticais presos ao fundo do mar (Figura 1.13). Este tipo de estruturas pode ser utilizado em poços até 2000 metros de altura de lâmina de água [9].



Figura 1.13 – Plataformas do tipo TLP [16]

As plataformas do tipo SPAR (Figura 1.14) encontram-se apoiadas sobre um ou mais cilindros metálicos, sendo presas através de linhas de amarração. São empregues na exploração de poços de 300 a 3000 metros de lâmina de água [9].



Figura 1.14 – Plataformas do tipo SPAR [9]

Por fim, as plataformas Semi-submersíveis (Figura 1.15) dizem respeito a unidades apoiadas através de colunas em flutuadores submersos. O seu posicionamento realiza-se através de linhas de ancoragem ou através de sensores e propulsores. São utilizadas na perfuração ou produção de petróleo, em poços com até 3000 metros de lâmina de água [12].



Figura 1.15 – Plataforma Semi-submersível [17]

1.5.2. ÁRVORE DE NATAL

Árvore de natal é a designação dada ao conjunto de válvulas instalado em poços de exploração de petróleo e gás natural cuja função é regular a sua produção. Atualmente existem dois tipos de árvores de natal:

- Árvore de Natal Convencional (ANC) (Figura 1.16);
- Árvore de Natal Molhada (ANM) – utilizada exclusivamente em plataformas de exploração *offshore* (Figura 1.17).

Sendo subaquáticas ou de superfície, as Árvores de Natal são essenciais para o controle e manutenção da produção.



Figura 1.16 – Árvore de natal convencional [18]



Figura 1.17 – Árvore de natal molhada [19]

1.5.3. COMPLETAÇÃO

O termo completação designa o conjunto de operações destinadas a equipar o poço para a produção de petróleo ou gás, bem como para a injeção de fluidos no reservatório [12].

O referido processo permite que o reservatório de hidrocarbonetos seja ligado, de forma segura e controlada, à unidade estacionária de produção. Tal processo consiste na instalação de diversos equipamentos, tanto no interior como no exterior do poço, responsáveis essencialmente pelo controle da saída de fluidos e de outras funções auxiliares.

A completação designa-se por seca quando o sistema de cabeça do poço se encontra à superfície [12]. Neste caso, o conjunto de válvulas que controla a produção do poço é simples e de fácil manutenção, bem como o acesso ao poço. Este sistema depende de unidades flutuantes de produção com movimentos extremamente reduzidos, de forma a não comprometer a integridade dos dutos que conectam a árvore de natal que se encontra à superfície, à cabeça do poço no fundo do mar.

Quando o sistema de cabeça do poço fica posicionado no fundo do mar, está-se perante um sistema de completação molhada (Figura 1.18) [12]. Este tipo de sistema é composto por um conjunto de válvulas para controlo da produção do poço bastante mais complexo (árvore de natal molhada – ANM).

A manutenção do referido equipamento e o acesso ao poço são mais difíceis e consequentemente mais dispendiosos. A completação molhada permite o uso de unidades flutuantes de produção capazes de suportar maiores movimentos nomeadamente as plataformas Semi-submersíveis e as do tipo FPSO.

1.5.3.1. Completação Seca

A ligação entre a árvore de natal e poço faz-se através de um duto rígido, ancorado aos equipamentos instalados no leito marinho. Sendo possível aceder aos poços diretamente, o fator de recuperação de reservatórios com completação seca é superior àquele que se verifica nos reservatórios que utilizam completação molhada, sendo esta a maior das vantagens da completação seca.

1.5.3.2. Completação Molhada

A uma grande profundidade, este tipo de equipamento é instalado recorrendo a um equipamento designado por ROV (*Remote Operated Vehicle*), uma vez que o uso de mergulhadores não é viável a profundidades superiores a 300 metros. A condução do fluido da Árvore de Natal molhada até à plataforma de produção faz-se recorrendo a tubulações rígidas ou flexíveis.

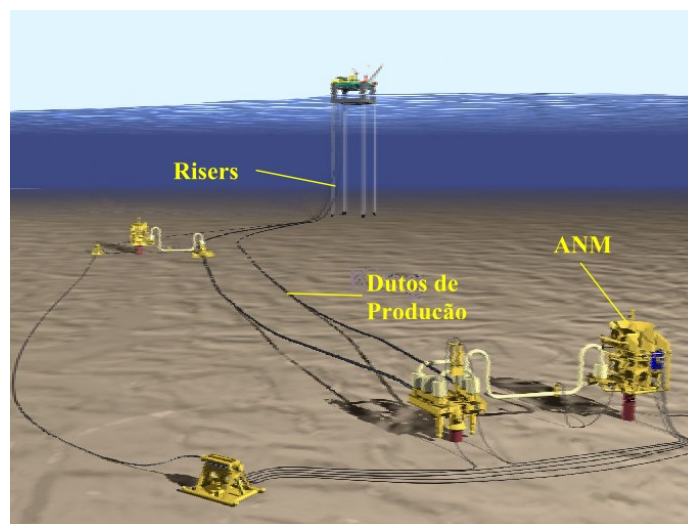


Figura 1.18 – Completação Molhada [20]

1.5.4. DUTOS

Os dutos ou tubos submersos podem chegar aos 2000 metros de comprimento e permitem a comunicação entre o leito marinho e as plataformas de petróleo na superfície.

Responsáveis pela drenagem e controle dos poços, este tipo de estruturas assegura ainda o escoamento de fluidos até ao terminal de exportação.

A sua designação varia consoante o local onde se empregam. Deste modo, os dutos apoiados no leito marinho designam-se por *flowlines* (Figura 1.19). A sua função consiste na ligação dos equipamentos submarinos entre si não sofrendo solicitações cíclicas.

Os dutos que ligam os equipamentos submarinos à unidade flutuante encontrando-se sujeitos a ações cíclicas são designados por *risers*. Existem ainda os dutos umbilicais (Figura 1.20), que consistem em linhas normalmente flexíveis, responsáveis pelo controle do poço e os *jumper*s (Figura 1.21), que dizem respeito a dutos com uma configuração em catenária suspensa, empregues no escoamento dos fluidos de um terminal oceânico para um navio ou plataforma com capacidade de armazenamento.

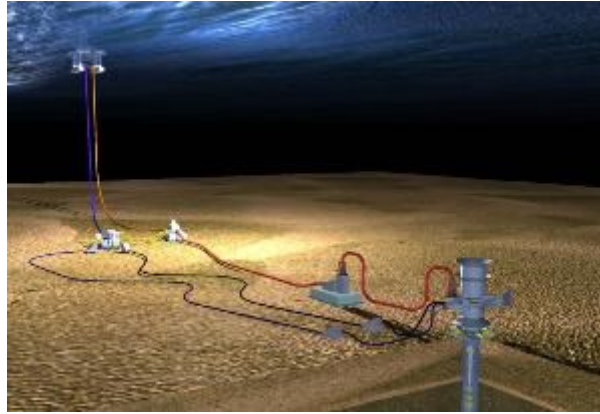


Figura 1.19 – *Flowlines* [21]



Figura 1.20 – Dutos Umbilicais [22]

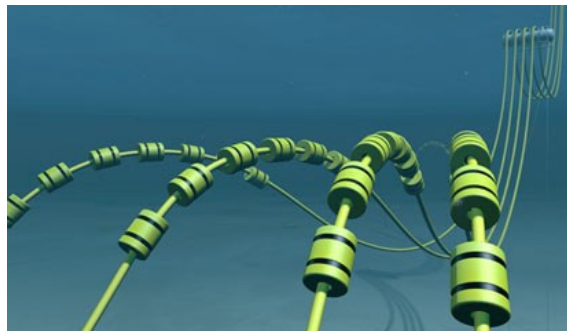


Figura 1.21 – *Jumpers* [23]

1.5.5. RISERS

Os *risers*, elementos estudados com maior detalhe no âmbito do presente trabalho, são dutos esbeltos que asseguram a existência de uma interface entre a estrutura estática no fundo do mar e a estrutura flutuante.

O comprimento máximo de cada troço é limitado fazendo com que, em algumas circunstâncias, se opte pela segmentação do *riser*. Assim, procura facilitar-se os processos de fabrico, transporte, instalação e eventual substituição. Os referidos segmentos encontram-se ligados por intermédio de conectores ou através de soldagem.

Este tipo de estruturas pode ter diversas funções, tais como: escoar fluidos entre o poço e a plataforma; importar, exportar ou permitir a circulação de fluidos entre a unidade flutuante e um equipamento remoto; conduzir os equipamentos responsáveis pela perfuração ao poço, entre outras funções mais especializadas.

Os *risers* podem ser classificados de acordo com a sua configuração, função e material [10].

1.5.5.1. Configuração

No que diz respeito à configuração, existem diferentes tipos de instalação de *risers*: vertical, catenária livre e complexa (Figura 1.22).

Na configuração vertical o *riser* encontra-se tracionado, através da aplicação de uma força de tração no topo, facto que evita uma perda de estabilidade. Para que esta configuração seja possível, a unidade flutuante deve sofrer movimentos bastante reduzidos e devem ainda existir mecanismos de compensação capazes de manter o duto sempre com o nível de tensão estabelecido em projeto.

Por sua vez, quando o *riser* se encontra instalado em catenária livre não é aplicada qualquer tipo de força de tração no topo, não se encontrando as extremidades no mesmo alinhamento vertical. Este tipo de configuração será abordado com maior detalhe no Capítulo 2.

Numa configuração complexa a uma geometria apresenta uma forma de catenária dupla, obtida através do emprego de flutuadores ou boias submersas.

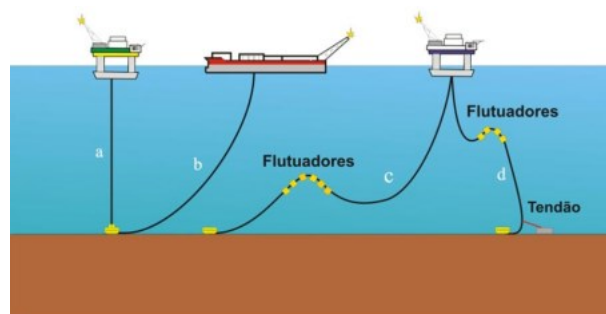


Figura 1.22 – Configurações de *risers*: (a) vertical, (b) em catenária, (c) e (d) em catenária com configuração complexa [24]

A configuração mais utilizada é a do tipo catenária livre. Esta é capaz de absorver o movimento da plataforma sem comprometer a sua integridade física, devido à sua complacência [24]. No entanto, o emprego desta pode, por vezes, ser inviabilizado por condições ambientais ou mesmo pela profundidade do mar no local de extração.

Sendo a catenária livre a configuração mais simples a nível de projeto e aquela que se revela mais vantajosa a nível económico, só se opta por outras configurações quando esta resulta em elevados níveis de tração, curvatura ou ainda na possibilidade de instabilidade por compressão dinâmica.

Na Figura 1.23 apresentam-se quatro tipos de configurações alternativas que podem ser empregues em sistemas de *risers*.

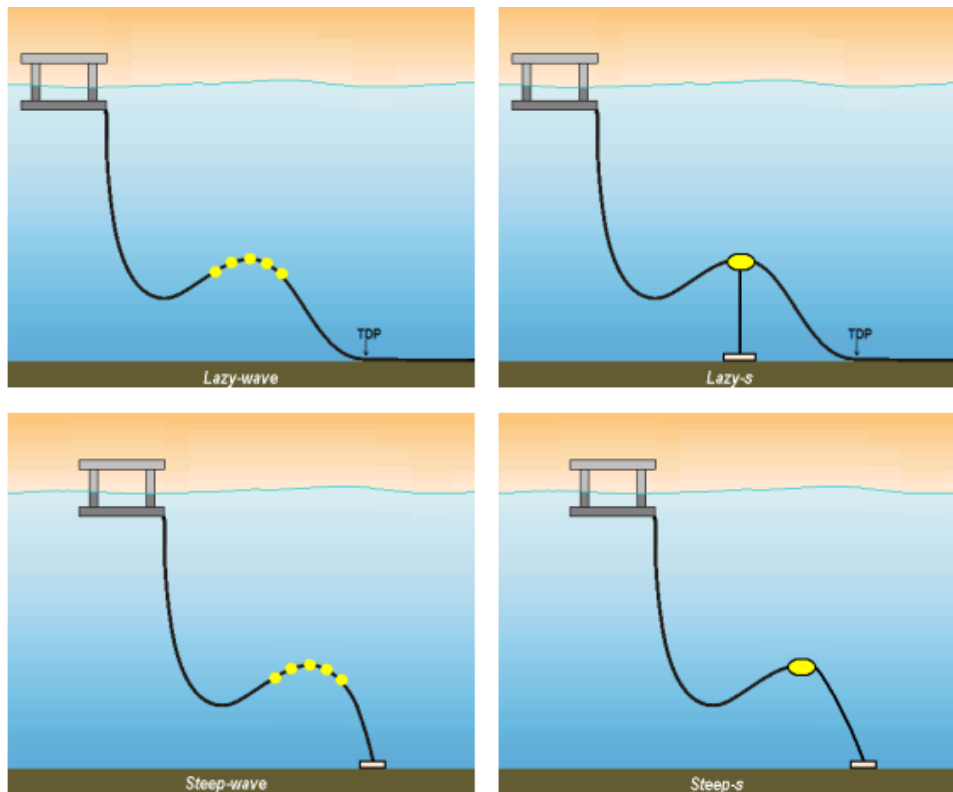


Figura 1.23 – Configurações com o recurso a flutuação intermédia [10]

A configuração designada por *lazy-wave* consiste numa variação da catenária livre com o uso de boias intermédias. Estes elementos aliviam não só o esforço no topo provocado pelo peso próprio do riser, mas também reduzem o movimento da região onde o *riser* contacta com o solo (TDP – *touchdown point*). A *lazy-s* utiliza uma boia presa ao fundo do mar, restringindo o movimento do *riser*. Por fim, as configurações denominadas por *steep-wave* e *steep-s* são bastante semelhantes às configurações anteriormente descritas. No entanto, o seu contato com o solo faz-se recorrendo a um ângulo aproximadamente vertical, não existindo então uma zona apoiada.

1.5.5.2. Função

Quanto à sua função, os *risers* podem ser classificados como *risers* de perfuração, completação ou de produção.

O *riser* de perfuração tem como finalidade a proteção da coluna de perfuração, transportando para a superfície o fluido de perfuração, no qual se encontram resíduos sólidos (cascalhos) resultantes da operação. Por sua vez, o *riser* de completação tem como objetivo a condução dos equipamentos até ao local de produção, permitindo completar o poço. Finalmente, o *riser* de produção é aquele que conduz o petróleo bruto do poço à superfície, para que este possa ser separado em óleo, gás e água.

1.5.5.3. Material

Quanto ao material, pode classificar-se um *riser* como rígido ou flexível.

Um *riser* rígido (Figura 1.24) é geralmente constituído por aço, podendo também ser composto por titânio ou compósitos. Este tipo de *riser* é normalmente instalado segundo uma configuração vertical, podendo também ser instalado em águas profundas adotando-se uma configuração em catenária [24].



Figura 1.24 – Riser rígido [20]

Um *riser* flexível (Figura 1.25) é composto por camadas de aço intercaladas com polietileno [24]. As camadas de aço conferem flexibilidade ao *riser* e as camadas de polietileno proporcionam estanqueidade, proteção contra a corrosão e evitam ainda a abrasão das camadas metálicas.



Figura 1.25 – Riser flexível [25]

Este tipo de *riser* pode ser empregue em atividades de perfuração e produção e em plataformas que apresentem movimentos reduzidos. A configuração mais utilizada é a vertical. Contudo, configurações de *risers* rígidos em catenária (*steel catenary risers*), têm vindo a ganhar maior expressão nos últimos anos.

Em plataformas com maiores movimentos, este tipo de *riser* pode apresentar alguns problemas estruturais nas regiões do topo e do contato com o solo (TDP). Geralmente, estes problemas devem-se à grande variação da tensão, o que pode originar problemas na região do topo, devido ao peso próprio do *riser*.

1.5.6. ESTRUTURAS DE CONEXÃO UTILIZADAS EM SISTEMAS DE RISERS – STRESS JOINTS

As juntas de tensão (*stress joints*) são estruturas monolíticas empregues em *risers* rígidos em catenária livre cuja função consiste em estabelecer a conexão entre o *riser* e o seu suporte na plataforma.

Na verdade, a ligação *riser*-plataforma é o local mais favorável para a ocorrência de rotura devida à acumulação de dano por fadiga ou à elevada flexão verificada, pois encontra-se sujeito a elevadas

solicitações dinâmicas. Assim sendo, a zona de conexão deve ser alvo de uma análise dinâmica e de fadiga detalhadas [26]. Uma zona de conexão típica encontra-se ilustrada na Figura 1.26.

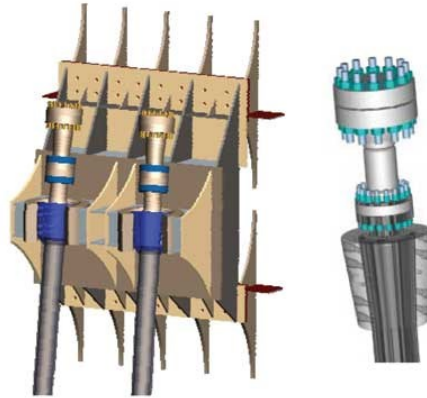


Figura 1.26 – Zona de conexão *riser*-unidade flutuante típica [27]

O emprego de juntas de tensão confere flexibilidade e resistência suficientes ao sistema, possibilitando uma resposta adequada aos elevados esforços axiais e de flexão verificados neste local [26].

Normalmente, este tipo de estruturas pode encontrar-se tanto no topo como em qualquer troço do *riser*: podem ser utilizadas em conexões de *risers* rígidos verticais, de produção ou perfuração, em locais onde possa existir mudança brusca de rigidez ou ainda ser empregues como conexão final no leito marinho [28].

Regra geral, uma junta de tensão apresenta uma secção transversal com momento de inércia variável [28]. As juntas mais utilizadas são do tipo *Tapered Stress Joints* (TSJ), encontrando-se representadas na Figura 1.27 e Figura 1.28 [29].

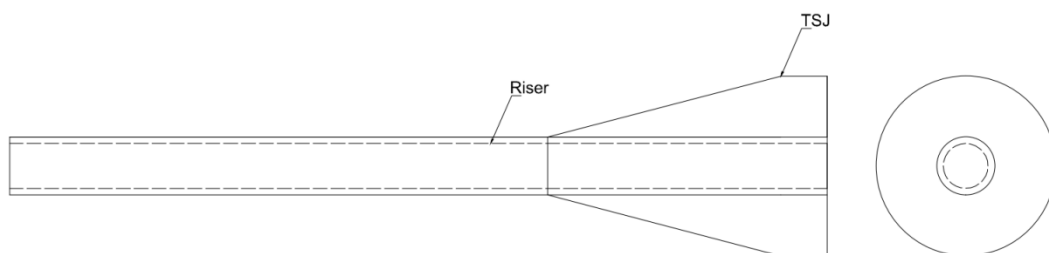


Figura 1.27 – *Tapered Stress Joints* (TSJ)



Figura 1.28 – *Tapered Stress Joints* (adaptado de: a)[30]; b)[31]; c)[30]; d)[30])

As TSJ são constituídas por elementos em forma de cone, cujo diâmetro varia linearmente, formando-se um tronco de cone, mantendo-se o diâmetro interior constante. Usualmente são empregues em sistemas de *risers* com configuração vertical ou mesmo em configurações do tipo SCR.

No entanto, optou-se por estudar outro tipo de junta, designada por *Sleeve Stress Joint* (SSJ) Figura 1.29). As características da junta analisada apresentam-se de forma mais detalhada no Capítulo 5.



Figura 1.29 – *Sleeve Stress Joint* (SSJ)

Apesar da escassa bibliografia acerca de juntas de tensão, a metodologia utilizada na sua análise é normalmente composta por duas etapas. A primeira consiste numa análise dinâmica global do sistema de *risers*, não considerando a existência da junta de tensão. A segunda compreende a aplicação das condições locais, obtidas através da análise anterior, a um modelo numérico desenvolvido para a junta de tensão. De seguida, efetua-se uma detalhada análise dinâmica e de fadiga.

1.6. ESTADO DE ARTE – CONTEXTO HISTÓRICO DA FADIGA

Na presente seção procurou-se realçar importância do fenómeno da fadiga apresentando de forma sintética a evolução histórica do conhecimento sobre este.

Os primeiros estudos do fenómeno de fadiga foram motivados pela ocorrência de roturas sucessivas nos eixos de locomotivas de caminhos-de-ferro, na Europa e nos Estados Unidos, em meados do século XIX.

Tais estudos foram conduzidos pelo engenheiro alemão August Wöhler (1819-1914) que realizou testes em eixos de locomotiva numa série de outros componentes estruturais de menor porte, envolvendo cargas axiais de flexão e de torção [32].

Como resultado, August Wöhler obteve as chamadas linhas de Wöhler. Esta representação gráfica corresponde à resposta de um material sujeito a cargas vibratórias e relaciona a sua resistência à fratura com a amplitude de tensão variável.

A partir desta relação, o autor concluiu que a amplitude de tensão (diferença entre a tensão máxima e mínima) apresenta uma maior relevância no fenómeno da fadiga do que os picos de tensão, isto é, do que os máximos absolutos.

O fenómeno da fadiga, antes de meados do século XIX, era bastante raro devido ao facto de determinadas estruturas se encontrarem ainda sujeitas apenas a carregamentos estáticos. Mais tarde, a fadiga passou a ser bastante frequente visto nenhuma estrutura ter sido dimensionada contabilizando este fenómeno. O desconhecimento do processo era elevado e para colmatar este problema o estudo da fadiga intensificou-se a partir da década de 50 do século XIX [33].

Como tal, há que referir que outros autores, para além de August Wöhler, contribuíram para o aprofundar dos conhecimentos em torno do fenómeno da fadiga. Wilhelm Albert (1787-1846) [34] publicou o primeiro artigo sobre fadiga, William John Macquorn Rankine (1820-1872) [35] reconheceu a importância da concentração de tensões no aparecimento da fadiga, e ainda William Fairbairn (1789-1874) [36], demonstrou que a rotura pode ocorrer por propagação das fissuras a partir de defeitos iniciais.

Atualmente a fadiga é tida como um fenómeno de enorme importância. Este aspeto é evidente na grande parcela do investimento financeiro e humano empregue na área da caracterização do comportamento mecânico dos materiais [37].

Com a evolução tecnológica tem-se procurado construir estruturas mais esbeltas, isto é, estruturas com a menor quantidade de material possível. Este facto, para além das evidentes vantagens económicas resulta necessariamente num aumento das tensões a que a estrutura se encontra sujeita. Assim sendo, um dos objetivos da investigação atual centra-se no desenvolvimento de formas e materiais mais económicos que ao mesmo tempo tenham uma maior resistência à fadiga.

Apesar desse esforço, nas últimas décadas têm ocorrido diversos acidentes, nomeadamente: queda de aviões, descarrilamento de comboios, afundamento de navios e até o colapso de uma plataforma

petrolífera. Os referidos fenómenos encontraram-se sempre relacionados com a perda de resistência por fadiga, resultando não só em perdas significativas de vidas humanas, mas também em avultados danos materiais [38].

2

ANÁLISE GLOBAL DE UM RISER EM CATENÁRIA LIVRE

2.1. INTRODUÇÃO

Os sistemas flutuantes de exploração *offshore* de petróleo, empregues geralmente em águas profundas, têm utilizado frequentemente estruturas designadas por *risers*. Como já foi referido, estas estruturas estabelecem a conexão entre a cabeça do poço de petróleo, situado no fundo do mar, e a estrutura de exploração à superfície, que normalmente consiste num navio ou numa plataforma flutuante.

As condições de operação extremas a que os *risers* se encontram sujeitos levam a que fenómenos como a corrosão, fadiga, abrasão e danos causados por eventuais choques com objetos estranhos sejam fatores que devem ser tidos em conta para que a produção de petróleo e gás não seja comprometida.

Os *risers* encontram-se sujeitos a carregamentos ambientais tais como correntes marítimas e ondas, a cargas gravitacionais correspondentes ao peso próprio e ao impulso hidrostático, e ao movimento imposto pela estrutura de exploração. As referidas ações encontram-se representadas na Figura 2.1.

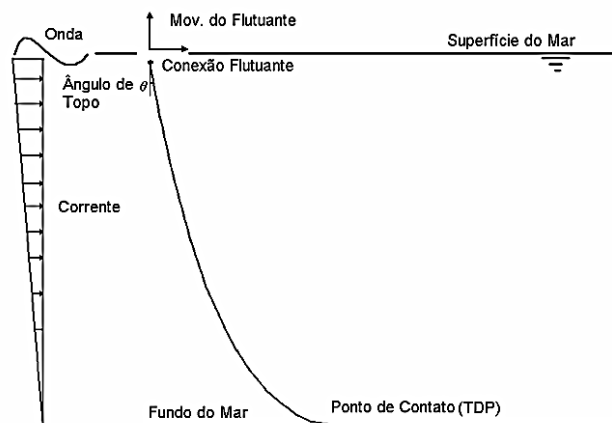


Figura 2.1 – Carregamentos ambientais num SCR [39]

Na análise global, a modelação do *riser* faz-se recorrendo ao método dos elementos finitos. Regra geral, as solicitações não se encontram no mesmo plano o que leva a que *riser* tenha que ser modelado tridimensionalmente.

2.2. ASPETOS REGULAMENTARES DE ACORDO COM A NORMA DNV RP OS-F201

A análise global faz-se de acordo procedimentos recomendados pela norma DNV RP OS-F201 [1].

A DNV (*Det Norske Veritas*) é uma fundação autónoma e independente cujos objetivos são a salvaguarda da vida, propriedade e meio ambiente, no mar e em terra. A DNV procede à classificação, certificação e à verificação de aspetos relativos à qualidade dos navios, instalações *offshore*, *onshore* e indústrias em todo o mundo [1].

De acordo a norma DNV RP OS-F201 [1], o objetivo da análise global de *risers* consiste na descrição do comportamento estrutural destes elementos quando submetidos a condições de carregamento de serviço.

É necessário ter em conta não só os efeitos dinâmicos, mas também o comportamento não-linear deste tipo de estruturas. As fontes de não-linearidade são as seguintes:

- Não-linearidade geométrica representativa de efeitos de segunda ordem que advêm dos acentuados deslocamentos que estas estruturas sofrem. A consideração da posição deslocada interfere não só na reavaliação da rigidez de estrutura, mas também no cálculo das cargas de onda;
- Interação fluido-estrutura gerando cargas de arraste, devidas às ondas e à corrente. Estas forças são proporcionais ao quadrado da velocidade relativa fluido-estrutura;
- Não-linearidade física devido às características do material com relações constitutivas não lineares;
- Não-linearidade devida às condições de apoio, mais concretamente no que diz respeito ao contato do *riser* com o leito marinho, que apresenta um carácter variável.

A síntese dos métodos de análise dinâmica global comumente utilizados é apresentada no Quadro 2.1

Quadro 2.1 – Métodos de análise dinâmica global [1]

Método	Não linearidades		
	Cargas ambientais	Cargas especiais	Estrutura
Análise não linear no domínio do tempo (NTD)	Ação de Morison	Escoamento intermitente água-ar (<i>slug flow</i>)	Rigidez geométrica
			Material com comportamento não linear
	Integração da elevação da superfície real	Colisão/interação com outras estruturas esbeltas	Contato com o leito marinho. Contato variável do “casco” da unidade flutuante
			Elevadas rotações 3D
Análise linear no domínio do tempo	-	-	Linearizado na posição de equilíbrio estático

(LTD)

Domínio da frequência (FD)	Linearizado na posição de equilíbrio estático (linearização estocástica no caso de excitação irregular)	-	Linearizado na posição de equilíbrio estático
----------------------------	---	---	---

A forma como se consideram as não linearidades é a característica que distingue as técnicas de análise apresentadas no Quadro 2.1.

O conhecimento das não linearidades que regem o sistema, bem como a sua aplicação nas técnicas de análise estabelecidas, é fundamental para a obtenção de resultados precisos e para a escolha correta das técnicas de análise a adotar [1].

A aplicação típica das referidas técnicas de análise dinâmica encontra-se no Quadro 2.2.

Quadro 2.2 – Técnicas típicas de análise *versus* aplicações [1]

Método	Aplicações típicas
NTD	Análise da resposta extrema de sistemas com não linearidades significativas, em particular, configurações compatíveis sujeitas a excitação 3D
	Análises especiais para o estado limite de fadiga (FLS) para sistemas ou partes de sistemas com características de resposta altamente não lineares (exemplo: área de contato com o leito marinho de configurações compatíveis)
	Verificação/validação de métodos simplificados (exemplo: LTD,FD)
LTD	Análise extrema de sistemas com não linearidades estruturais pequenas/moderadas e carga hidrodinâmica significativamente não linear (exemplo: <i>risers</i> com configuração vertical - <i>top tensioned risers</i>)
FD	Análises de triagem (<i>screening</i>)
	Análises para o estado limite de fadiga (FLS) de sistemas com não linearidades pequenas/moderadas.

Devido ao efeito dinâmico dos carregamentos e às diversas fontes de não-linearidade existentes, o dimensionamento de *risers* deve basear-se numa análise dinâmica não linear no domínio do tempo. Uma análise no domínio do tempo efetua uma integração instante a instante [40].

Dependo do critério adotado, este tipo de análise pode ser de cariz determinístico ou estocástico. A análise determinística considera o comportamento do mar como uma única onda, designada por onda de projeto (*design wave*). Numa análise estocástica, o comportamento das ondas do mar é simulado através de espectros de ondas e velocidade de corrente marítima de projeto, e deve ser estabelecida recorrendo a um estudo estático o mais preciso possível [1].

2.3. DESCRIÇÃO DA ANÁLISE GLOBAL

A análise global consiste no estudo do *riser* como um todo. Nesta fase, o *riser* é considerado como uma curva situada num sistema de coordenadas. Através de uma análise global, fica definida forma do *riser*, o troço deste que fica em contato com o leito marinho (TDP), o ângulo de lançamento (*hang-off angle*) que consiste na tangente de inclinação do riser à saída da unidade flutuante, o troço que se encontra suspenso e a sua curvatura.

A análise global pode ser dividida em duas fases: a análise estática não linear e a análise dinâmica no domínio do tempo.

Numa primeira fase, a configuração do modelo do tipo SCR estabeleceu-se com o recurso à equação da catenária e, em seguida, efetuou-se uma análise estática não linear de forma a obter o estado de equilíbrio estático baseado na configuração aproximada do passo anterior. Após esta análise estática, foi feita uma análise dinâmica no domínio do tempo considerando solicitações dinâmicas nomeadamente: corrente marítima, ondas e movimento da plataforma flutuante [26].

A configuração inicial do SCR estabeleceu-se recorrendo à equação de catenária. De seguida, esta foi ajustada com o emprego do método dos elementos finitos, através de um programa de cálculo automático usado na modelação tridimensional do SCR e na sua análise estática [26].

2.3.1. EQUAÇÃO DA CATENÁRIA

Grande parte dos *risers* empregues em sistemas de exploração petrolífera pode ser calculado através das equações da catenária. Catenária designa a curva definida por uma corda flexível de densidade constante, suspensa pelas suas extremidades e sujeita a seu peso próprio (Figura 2.2) [41].

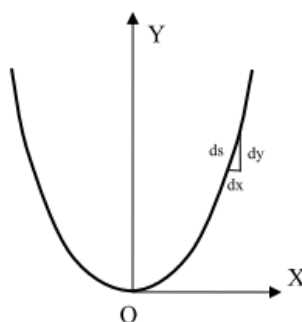


Figura 2.2 – Catenária [42]

As equações (2.1) e (2.2) apresentam, respetivamente, as condições de equilíbrio horizontal e vertical de um segmento de riser [43]:

$$T \times \cos \theta = T_H = \text{constante} \quad (2.1)$$

$$m_R = \frac{d}{ds} (T \sin \theta) \quad (2.2)$$

Nas referidas expressões T corresponde à tração na direção da linha, m_R ao peso linear, θ o ângulo que o segmento faz com o plano horizontal, T_H consiste na tração na direção horizontal e T_V a tração vertical. Na Figura 2.3 é apresentado o segmento de riser em equilíbrio estático.

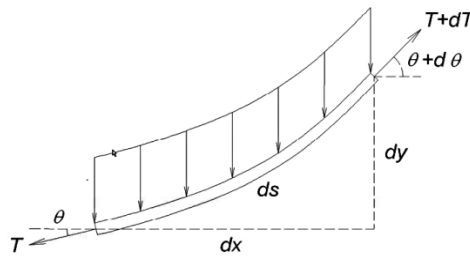


Figura 2.3 – Segmento de riser em equilíbrio estático [43]

Efetuando o equilíbrio de momentos obtêm-se a expressão:

$$T \cos \theta \, dy = T \sin \theta \, dx \quad (2.3)$$

Resultando na relação:

$$\frac{dy}{dx} = \tan \theta \quad (2.4)$$

Consequentemente as relações geométricas apresentam-se como:

$$\frac{dx}{ds} = \cos \theta, \quad \frac{dy}{ds} = \sin \theta \text{ e } \frac{dy}{dx} = \tan \theta \quad (2.5)$$

Procedendo ao equilíbrio de forças e às equações anteriores (2.5) obtém-se:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{m_R}{T_H} \frac{ds}{dx} = 0 \quad (2.6)$$

Recorrendo à relação geométrica:

$$ds = \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2} \Rightarrow \frac{ds}{dx} = \sqrt{1 + (dy/dx)^2} \quad (2.7)$$

A equação (2.13) pode ser apresentada através de:

$$\frac{d^2y}{dx^2} - \frac{m_R}{T_H} \sqrt{1 + (dy/dx)^2} = 0 \quad (2.8)$$

A equação (2.8) tem como solução:

$$y(x) = \pm \frac{T_R}{m_R} \cosh\left(\frac{m_R}{T_R} x + A\right) + B \quad (2.9)$$

Recorrendo às condições iniciais e à condição de contorno no topo obtém-se:

$$h = \frac{T_R}{m_R} \left[\cosh\left(\frac{m_R}{T_R} d\right) - 1 \right] \quad (2.10)$$

As equações da catenária descrevem o cálculo de uma linha suspensa pelas extremidades sujeita apenas ao seu peso próprio. As variáveis do problema consistem na distância horizontal e vertical das extremidades, a força T (tração na direção da linha), o peso e o comprimento ou extensão da linha.

Analiticamente, fixando como condições de contorno os dois extremos do cabo e contabilizando o seu comprimento, obtém-se a tração a que o cabo se encontra sujeito em toda sua extensão.

Através de um *software* de análise de elementos finitos, o procedimento acima descrito efetua-se de forma automática obtendo-se a configuração final do SCR [44].

Assim, pode concluir-se que a caracterização espacial do *riser* pode ser realizada em duas etapas. De início, faz-se uma discretização grosseira, adotando-se como base o comprimento total do *riser* e as coordenadas da ancoragem, da conexão com a plataforma e ainda uma estimativa do ponto de contato com o fundo do mar. Partindo-se desta malha inicial, efetua-se uma análise estática não linear sob a ação das cargas gravitacionais. Resulta desta análise uma configuração de equilíbrio apresentada na Figura 2.4 através de um segmento a cheio, designada por configuração inicial.

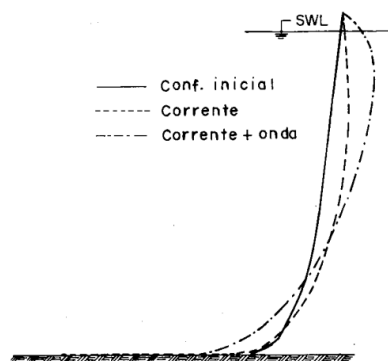


Figura 2.4 – Configurações de equilíbrio estático [45]

De seguida, a partir da referida configuração inicial, utilizam-se pontos adicionais da catenária possibilitando o estabelecimento de uma malha mais refinada. A malha deve ser selecionada de modo a que a discretização seja apropriada não só para a introdução da massa estrutural, mas também para que haja uma representação correta das cargas ambientais e do contato variável com o fundo do mar.

Assim, numa fase inicial, tem-se a configuração descarregada considerando o riser como suspenso, apoiado apenas através das suas extremidades. Posteriormente, são aplicadas cargas ao modelo tridimensional efetuando-se então uma análise estática, resultando num ajuste da configuração anterior.

2.3.2. SOLICITAÇÕES E CONDIÇÕES AMBIENTAIS

Os efeitos estáticos considerados, como já foi referido, consistem na ação de forças de caráter gravitacional (peso próprio da estrutura) e hidrostático (impulso hidrostático ou empuxo). Os efeitos dinâmicos dizem respeito a carregamentos ambientais como correntes marítimas e ondas e ao movimento imposto pela estrutura flutuante à qual se encontra acoplado o *riser*.

No presente trabalho, as ondas assumem-se como sendo regulares, isto é, apresentam um comportamento que pode ser aproximado pelo desenvolvimento de uma função sinusoidal, com um período e uma amplitude específicos. A carga da corrente considerou-se variável consoante a profundidade [44].

As condições ambientais em que se encontra o modelo SCR encontram-se representadas na Figura 2.5.

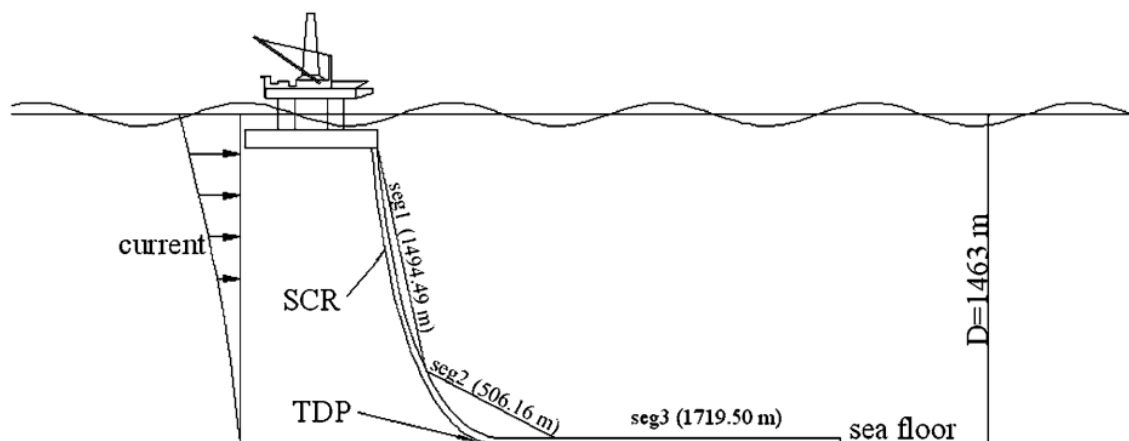


Figura 2.5 – Representação esquemática do modelo empregue para a configuração SCR [44]

De seguida, apresentam-se os parâmetros empregues para a análise global do riser em catenária:

Quadro 2.3 – Parâmetros usados para análise global [44]

Parâmetro		
D	Profundidade da água	1463 m
d_w	Densidade da água	1025 kg/m ³
d_f	Densidade interna do fluido	900 kg/m ³
d_s	Densidade do <i>riser</i> de aço	7850 kg/m ³
E	Modulo de elasticidade	2,1 x 10 ¹¹ N/m ²
ν	Coefficiente de Poisson	0,3
σ_y	Tensão de escoamento do material	450 MPa
d_c	Densidade do revestimento do <i>riser</i>	800 kg/m ³
ID	Diâmetro interior do <i>riser</i>	0,400 m
α	Ângulo <i>hang-off</i>	15°
L	Extensão do <i>riser</i>	3720,15 m
h	Altura da Onda	20m
T	Período da Onda	20 s
C_d	Coefficiente de arrasto	1,0
C_m	Coefficiente de inércia	2,0
C_a	Coefficiente de massa adicionada	1,0

A modelação do SCR fez-se recorrendo aos parâmetros e aos coeficientes da ação ambiental apresentados no Quadro 2.3

2.3.3. EFEITOS ESTÁTICOS

2.3.3.1. Caráter gravitacional

O esforço de caráter gravitacional deve-se ao peso próprio da estrutura podendo ser representado da seguinte forma:

$$\vec{p}_0(s) = -\gamma_t(s) \times \vec{k} \quad (2.11)$$

Onde $-\gamma_t(s)$ representa o peso da estrutura por unidade de comprimento contabilizando-se nesta parcela o peso do fluido transportado. Este parâmetro contabiliza o peso do fluido transportado e o seu valor varia de acordo com a constituição do *riser*. O parâmetro \vec{k} representa o versor paralelo ao eixo z (Figura 2.6).

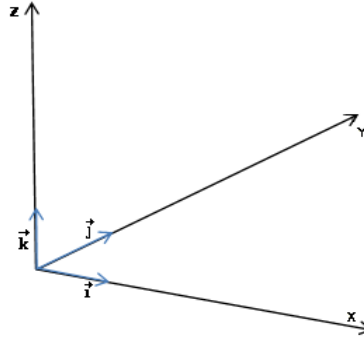


Figura 2.6 – Sistema de eixos adotado

Caso este seja formado por troços com diferentes propriedades, como por exemplo, numa configuração *lazy-wave* (Figura 1.23). Visto tratar-se de um SCR as propriedades do *riser* foram consideradas constantes ao longo de cada troço [10].

2.3.3.2. Carácter hidrostático

A força hidrostática resultante exercida por um fluido sobre um corpo que nele se encontre imerso designa-se por impulsão ou empuxo.

A impulsão deve-se à diferença de pressão hidrostática do corpo, visto esta ser proporcional à densidade do líquido, à aceleração da gravidade e à profundidade.

O impulso hidrostático atuante sobre um troço de *riser*, com um comprimento infinitesimal Δs e cujas extremidades se encontram fechadas, pode ser determinado através da expressão:

$$\vec{E}(s) = \gamma_a(s) \times A(s) \times \Delta s \times \vec{k} \quad (2.12)$$

Representando $\gamma_a = \rho_a g$ o peso específico por unidade de volume de fluido, $A(s)$ a área exterior da secção transversal do *riser* e Δs o comprimento de um elemento de *riser* indeformado.

A validade da expressão (2.12) só é verificada quando esta é aplicada a um troço infinitesimal de um *riser* imerso num fluido. No entanto, como na análise global o *riser* é considerado como um todo, é necessário excluir o efeito da pressão externa sobre as extremidades do elemento, visto que a pressão do fluido atua exclusivamente na sua superfície lateral.

Deste modo, adicionam-se as forças resultantes da pressão hidrostática atuante sobre a “tampa” de um elemento de *riser* fechado, $\vec{H}_0(s)$ e $\vec{H}_0(s + \Delta s)$. Estas forças variam consoante a profundidade e tangente ao *riser*, de acordo com a representação da Figura 2.7.

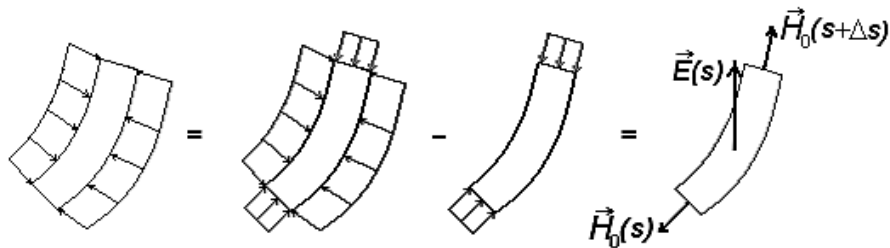


Figura 2.7 – Representação das forças equivalentes ao impulso hidrostático num segmento de *riser* [10]

2.3.4. EFEITOS DINÂMICOS

2.3.4.1. Movimento do mar

Os movimentos a que um navio se encontra sujeito em ambiente marítimo agrupam-se da seguinte forma e representam-se nas Figuras 2.8, 2.9 e 2.10.

Movimento linear

- Avanço (*Surging*) : movimento ao longo do eixo longitudinal;
- Deriva (*Swaying*) : movimento ao longo do eixo transversal;
- Afundamento (*Heaving*) : movimento ao longo do eixo vertical.

Movimento rotacional

- Jogo (*Rolling*) : movimento em torno do eixo longitudinal;
- Arfagem (*Pitching*) : movimento em torno do eixo transversal;
- Guinada (*Yawing*) : movimento em torno do eixo vertical.

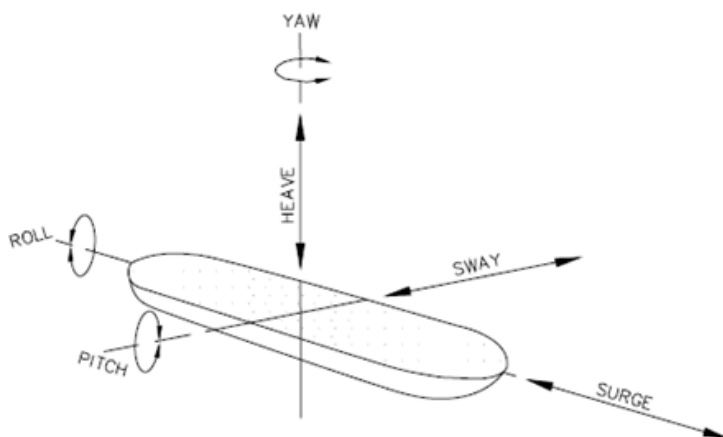


Figura 2.8 – Representação espacial dos movimentos de um navio no mar [46]

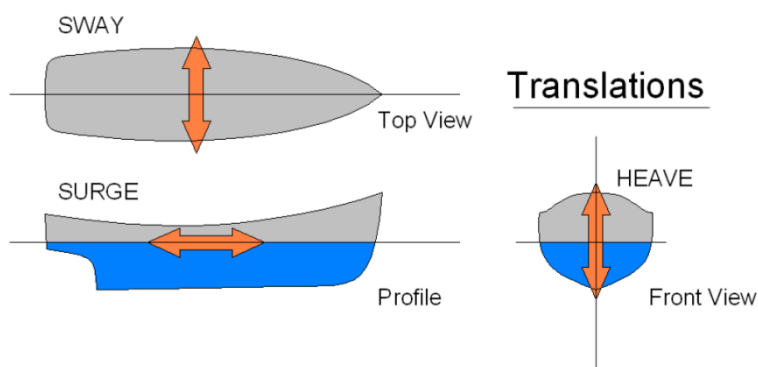


Figura 2.9 – Representação no plano dos movimentos de translação de um navio no mar [47]

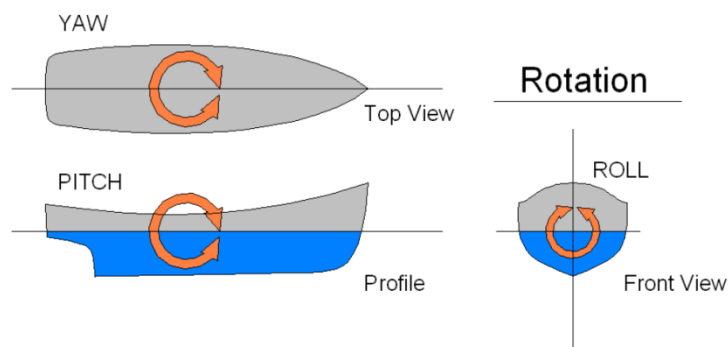


Figura 2.10 – Representação no plano dos movimentos de rotação de um navio no mar [47]

A extremidade superior do SCR encontra-se, como referido, acoplada à extremidade inferior da plataforma, movendo-se em simultâneo. Na análise do SCR optou-se pela simplificação destes movimentos, considerando apenas que a plataforma estaria sujeita ao movimento do tipo *heaving*.

O referido movimento implica uma aceleração, ascendente e descendente ao longo do eixo vertical, sendo assim composto por frequências na faixa do espectro das elevações do mar. Apenas num estado de repouso absoluto é que os movimentos se equilibram e a plataforma é capaz de flutuar sem qualquer oscilação. A amplitude dos deslocamentos sofridos é influenciada pelo tipo de unidade flutuante [44]. Este movimento, esquematizado na Figura 2.11, pode ser descrito através de uma função de ciclo sinusoidal simples [44].

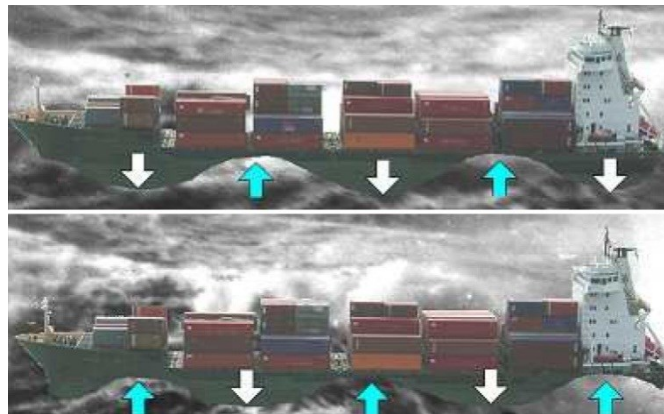


Figura 2.11 – Heaving [48]

2.3.4.2. Ondas

A teoria da onda consiste num modelo matemático cujo objetivo passa pela determinação das velocidades e acelerações de um fluido, não tendo em conta a presença de qualquer corpo. O uso deste modelo envolve um problema, traduzido por uma equação diferencial e pelas respectivas condições de contorno [44].

Na modelação do SCR as ondas foram consideradas como sendo ondas regulares [44]. Deste modo, recorre-se à Teoria Linear de Airy que parte do pressuposto de que a altura de uma onda é reduzida quando comparada com o seu comprimento. Esta hipótese possibilita a linearização do problema acima referido, não se considerando os termos de segunda ordem ou de ordens superiores [49].

Embora as ondas regulares não existam na realidade, estas são frequentemente empregues para simular carregamentos em estruturas *offshore* que se encontram solicitadas por ondas irregulares [49]. A simulação de ondas regulares de pequena amplitude pode ser feita recorrendo a funções sinusoidais, podendo ser descritas de acordo com os parâmetros indicados na Figura 2.12.

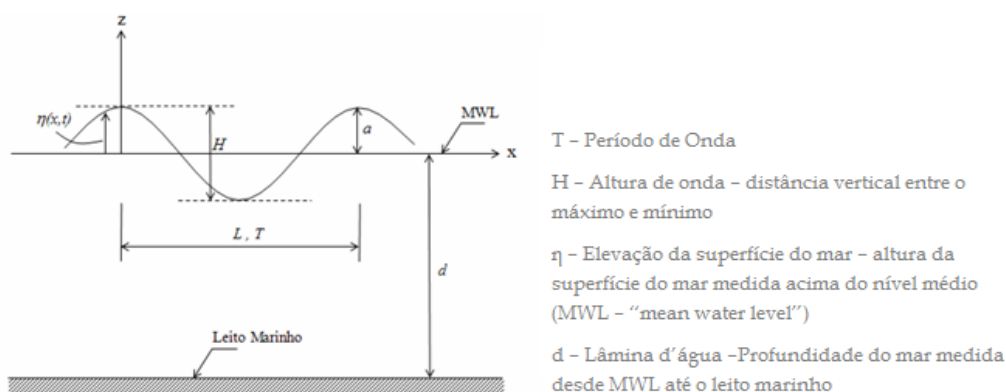


Figura 2.12 – Características genéricas de uma onda regular [49]

2.3.4.3. Corrente – Equação de Morison

A equação de Morison tem sido correntemente empregue para a determinação da força hidrodinâmica resultante da velocidade e aceleração do fluido sobre os elementos estruturais [50].

Para um escoamento retilíneo acelerado de um fluido real, a força total atuante é dada por:

$$F_0(x, t) = F_i + F_a \quad (2.13)$$

Na expressão (2.13) F_0 representa a força hidrodinâmica ou da onda, F_i a força de inércia e F_a a força de atrito. As referidas forças encontram-se apresentadas na Figura 2.13.

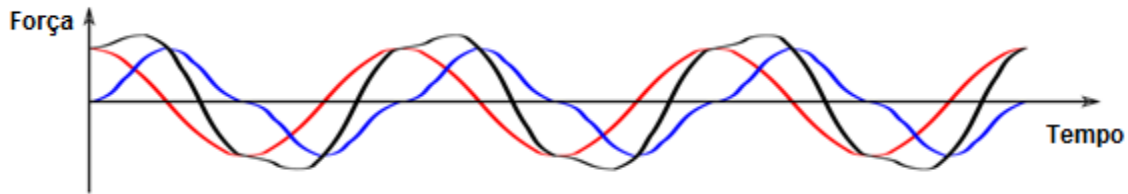


Figura 2.13 – “Fluxos” de força de acordo com a equação de Morison: a linha azul representa a força de atrito, a linha vermelha a força de inércia e a linha preta a força total.

Caso se trate de um escoamento uniformemente acelerado, bidimensional, de um fluido ideal (não viscoso) incidindo sobre uma secção circular, a força de inércia é dada pela expressão [51]:

$$F_i = C_{MP} \frac{\pi D^2}{4} (\ddot{W}_0) \quad (2.14)$$

Esta força atua por unidade de comprimento, devido ao facto das pressões hidrostáticas apresentarem uma intensidade proporcional à aceleração da massa fluida.

A força de atrito exercida por um escoamento uniforme unidirecional de um fluido real (viscoso) com aceleração nula incidindo sobre um cilindro estacionário é dada pela expressão [52]:

$$F_a = \frac{1}{2} C_d \rho D (\dot{W}_0) |\dot{W}_0| \quad (2.15)$$

A força de inércia resulta da aceleração e posterior desaceleração de uma determinada partícula de água no momento em que passa pela superfície de um cilindro, sobre um segmento infinitesimal, dl . Para que haja aceleração, a força aplicada na superfície que tem que gerar trabalho. O aumento da força aplicada em dl é proporcional à aceleração da partícula de água ao centro do cilindro.

Os coeficientes de inércia e de atrito são obtidos através de ensaios experimentais. Estes dependem do tipo de fluido e das características do elemento estrutural, especialmente a forma e a rugosidade. Em fluxos permanentes, o coeficiente de atrito depende do número de Reynolds. Além disso, um aumento da rugosidade irá provocar um acréscimo do coeficiente de atrito.

2.3.5. INTERAÇÃO SOLO-RISER

Quando um duto se encontra em contato com o leito marinho, fica sujeito a um movimento oscilatório que se traduz numa interação complexa entre os movimentos do duto, a penetração no solo e resistência do próprio solo.

No TDP, representado na Figura 2.1 e Figura 2.5, observam-se movimentos transversais (fora do plano) consequência da existência de forças oscilatórias provocadas pela ação das ondas na zona suspensa do *riser* em catenária. Posto isto, uma descrição adequada da interação solo-*riser* é crucial para a precisão da análise estrutural do *riser* [52].

Sendo a interação solo-*riser* bastante complexa, apesar dos estudos recentes em torno deste tema, não existe ainda um modelo numérico simples, capaz de representar esta interação.

Numa análise numérica, a modelação da zona de contato entre o *riser* e o solo é normalmente feita recorrendo a molas com rigidezes equivalentes atuando na direção vertical, lateral e axial. Deste modo, estas molas simulam respetivamente a rigidez vertical do solo, a reação lateral e o atrito [53].

A modelação da zona de contato entre o *riser* e o solo estabelece-se recorrendo a uma mola não linear [44]. A expressão seguinte representa a lei pela qual se rege a mola:

$$F = p(y)L \quad (2.16)$$

Na equação (2.16) F representa a força axial da mola, p a rigidez do solo, y diz respeito à deflexão e, por fim, L corresponde à extensão do revestimento no qual a força atua [44]. A Figura 2.14 representa uma mola de reação vertical.

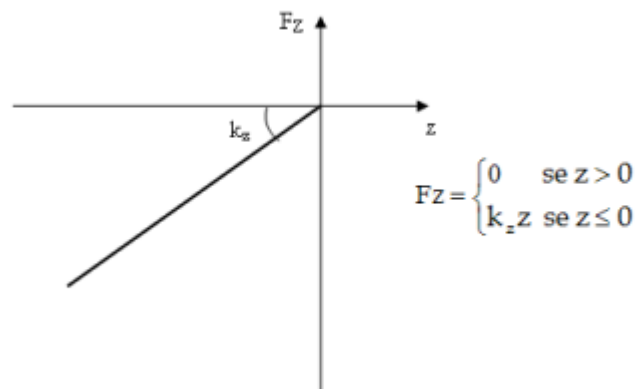


Figura 2.14 – Representação de uma mola de reação vertical [53]

2.4. ANÁLISE DINÂMICA

A análise dinâmica da junta de tensão consiste na determinação dos esforços e deformações sofridas pela junta quando esta se encontra sujeita a solicitações variáveis no tempo.

A norma DNV-RP-F204 [54] recomenda que a análise local através de um modelo de elementos finitos seja realizada para todas as componentes estruturais de sistemas de *risers*. As condições de contorno e solicitações usadas para efetuar esta análise devem ser obtidas após uma análise global do sistema de *risers*.

A análise estrutural global do *riser*, abordada em 2.3, foi feita sem que se considerasse a estrutura de conexão. O conjunto de valores característicos resultantes aplicados à junta, denominados esforços de dimensionamento, encontram-se descritos no ponto 4.1.2.

2.4.1. ANÁLISE NUMÉRICA EM PROBLEMAS DINÂMICOS

A avaliação dos efeitos dinâmicos provocados pelas ações dinâmicas aplicadas numa junta de tensão pode ser feita recorrendo a dois processos: métodos de integração direta das equações de equilíbrio dinâmico ou formulação modal.

Os métodos de integração direta fornecem a solução, passo a passo, da equação de equilíbrio dinâmico aplicada ao modelo com N graus de liberdade apresentada em seguida:

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = F(t) \quad (2.17)$$

Onde M representa a matriz de massa do sistema estrutural, C a matriz de amortecimento, K a matriz de rigidez e F o vetor das forças exteriores. Os vetores $\ddot{u}(t)$, $\dot{u}(t)$ e $u(t)$ são, respetivamente, o vetor das acelerações nos nós do modelo para o instante t , o vetor velocidade correspondente e o vetor dos deslocamentos.

Resolvendo a equação (2.17) obtêm-se, para cada instante, deslocamentos, velocidades e acelerações.

A integração direta contabiliza o amortecimento material recorrendo habitualmente à matriz de amortecimento de Rayleigh. A referida matriz obtém-se segundo a expressão:

$$C = \alpha M + \beta K \quad (2.18)$$

A equação (2.18) traduz uma combinação linear entre as matrizes de rigidez e de massa. Os parâmetros α e β designam-se por constantes de amortecimento de Rayleigh, visando controlar o amortecimento. Fixando os coeficientes de amortecimento de dois modos de vibração de ordem m e n, ξ_m e ξ_n , respetivamente. Os parâmetros referidos obtêm-se através da expressão [55]:

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = 2 \frac{\omega_m \cdot \omega_n}{\omega_n^2 - \omega_m^2} \begin{bmatrix} \omega_n & -\omega_m \\ -\frac{1}{\omega_n} & \frac{1}{\omega_m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_m \\ \xi_n \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Onde, ω_m e ω_n correspondem, respetivamente, às frequências de vibração dos modos de ordem m e n.

Há que referir que, através do uso da referida formulação, ao fixar-se apenas o valor do amortecimento em relação a dois modos de vibração (correspondendo às frequências ω_m e ω_n) os restantes coeficientes de amortecimento ficam definidos de forma automática. Posto isto, a escolha dos parâmetros α e β deve ser feita para que não seja reduzida a contribuição de modos com importância não negligenciável para a resposta dinâmica estrutural.

A aplicação prática da equação (2.19) usando valores diferentes de coeficientes de amortecimento para os distintos modos de vibração não é, regra geral, possível. Assim, pode recorrer-se à sua simplificação assumindo $\xi = \xi_m = \xi_n$ resultando:

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \frac{2\xi}{\omega_n - \omega_m} \begin{bmatrix} \omega_n \omega_m \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

A análise modal visa a obtenção dos valores próprios (ω^2) e vetores próprios (ϕ) associados ao problema dinâmico traduzido pela expressão seguinte:

$$[K - \omega^2 M]\phi = 0 \quad (2.21)$$

Escolhem-se os n modos de vibração com maior contribuição para a resposta e integram-se no tempo as n equações dinâmicas (2.22), correspondentes ao equilíbrio de cada massa modal.

$$\phi_n^T M \phi_n \ddot{Y} + \phi_n^T C \phi_n \dot{Y} + \phi_n^T K \phi_n Y = \phi_n^T F(t) \quad (2.22)$$

Na equação (2.22) acima apresentada Y representa o vetor das coordenadas modais.

Como as equações diferenciais obtidas se encontram desligadas, o problema cinge-se apenas à resolução de um sistema equações diferenciais independentes, correspondendo ao equilíbrio dinâmico de osciladores lineares de um grau de liberdade.

No final do processo, a contribuição de cada modo para a resposta global da estrutura é combinada, como apresentado na equação seguinte:

$$u = \phi \times Y \quad (2.23)$$

2.4.1.1. Método de Newmark

O método de Newmark consiste num método implícito de integração direta do sistema de equações diferenciais de equilíbrio dinâmico pelo facto das expressões que fornecem os valores das grandezas cinemáticas a calcular num determinado instante dependerem do valor de grandezas para o mesmo instante [55].

Na aplicação deste método assume-se que as acelerações variam linearmente entre os instantes t e $t+\Delta t$.

As equações de integração para a velocidade e para o deslocamento no instante $t+\Delta t$ são apresentadas de seguida:

$$\dot{u}_i = \dot{u}_{t-\Delta t} + (1-\gamma)\Delta t \ddot{u}_{t-\Delta t} + \gamma\Delta t \ddot{u}_{t+\Delta t} \quad (2.24)$$

$$u_i = u_{t-\Delta t} + \Delta t \dot{u}_{t-\Delta t} + \left(\frac{1}{2} - \beta\right)\Delta t^2 \ddot{u}_{t-\Delta t} + \beta\Delta t^2 \ddot{u}_{t+\Delta t} \quad (2.25)$$

O parâmetro γ controla o amortecimento numérico induzido por este método de integração [55]. Quando $\gamma=1/2$ a solução não apresenta amortecimento numérico. Deve impor-se γ igual a $1/4$ para assegurar que o procedimento seja incondicionalmente estável.

A resolução da equação (2.25) em ordem a \dot{u}_i seguida de substituição em (2.24) resulta na obtenção dos vetores \ddot{u}_i e \dot{u}_i . O problema fica assim reduzido a uma só incógnita u_i .

2.4.1.2. Método de Hilber-Hughes

A resposta dinâmica de um sistema linear de N graus de liberdade é condicionada por M modos de vibração, variando de acordo com frequência da solicitação. Não é necessário contabilizar na análise da resposta o contributo de modos de vibração de ordem superior a M pois, para além do seu contributo não ser significativo, também as frequências naturais e modos de vibração correspondentes podem representar aproximações grosseiras da realidade. Por conseguinte, é apenas vantajoso integrar com precisão as M primeiras equações de equilíbrio desacopladas, recorrendo a um modo de integração adequado.

No entanto, em determinados casos de análise dinâmica, particularmente em problemas não-lineares, a introdução da dissipação numérica de forma a amortecer participações espúrias de modos de ordem elevada sem significado físico pode ser proveitosa. Posto isto, o método de Hilber-Hughes-Taylor revela-se interessante, procurando controlar o amortecimento algorítmico no decorrer da integração [56].

Na resolução de problemas de contato, o referido método baseia-se nas expressões do método de Newmark referido em 2.4.1.12.4.1.1, modificando apenas a forma geral da equação de equilíbrio dinâmico, introduzindo um parâmetro α , resultando a equação seguinte:

$$M\ddot{u}(t+\Delta t) + (1+\alpha)C\dot{u}(t+\Delta t) - \alpha C\dot{u}(t) + (1+\alpha)K_0 u(t+\Delta t) - \alpha K_0 u(t) = (1+\alpha)F(t+\Delta t) - \alpha F(t) \quad (2.26)$$

Os termos K_0 devem substituir-se por $k(u)$ caso a matriz de rigidez dependa do deslocamento, resultando na equação (2.27). Tal verifica-se em problemas onde o comportamento do material é não linear ou quando existe não linearidade de contato.

$$M\ddot{u}(t + \Delta t) + (1 + \alpha)C\dot{u}(t + \Delta t) - \alpha C\dot{u}(t) + (1 + \alpha)k(u(t + \Delta t)) - \alpha k(u(t)) = (1 + \alpha)F(t + \Delta t) - \alpha F(t) \quad (2.27)$$

Os parâmetros envolvidos no método descrito devem escolher-se de forma a respeitar as condições (2.28), (2.29) e (2.30).

$$\gamma = 1/2 - \alpha \quad (2.28)$$

$$\beta = (1 - \alpha^2)/4 \quad (2.29)$$

O parâmetro α deve situar-se no intervalo apresentado em seguida:

$$\alpha \in [-1/3, 0] \quad (2.30)$$

As condições indicadas capacitam a obtenção de um algoritmo estável, com precisão de segunda ordem, no qual a dissipação algorítmica é controlada por α . Uma redução deste parâmetro resulta no acréscimo do amortecimento numérico.

3

ANÁLISE DE FADIGA

3.1. O FENÓMENO DA FADIGA

3.1.1. INTRODUÇÃO

O fenómeno da fadiga é referido por diversos autores como sendo uma das causas principais de falhas estruturais. Segundo Murakami, o fenómeno da fadiga é responsável por mais de 80% dos casos de rotura de peças solicitadas por esforços mecânicos [57].

A palavra fadiga provém do latim “fatigare” que significa “cansaço”. O fenómeno da fadiga consiste na perda de resistência de um material resultante da aplicação de solicitações cíclicas ou dinâmicas [58]. Esta perda de resistência verifica-se devido ao aparecimento de fissuras que podem ser responsáveis, numa situação extrema, pelo colapso da estrutura.

Assim, uma estrutura dimensionada para resistir a uma determinada carga estática entra em rotura mesmo que as tensões geradas pelo carregamento cíclico sejam inferiores à tensão de limite de resistência [59].

Segundo a *American Society for Testing and Materials* (ASTM, 1993) a fadiga é um processo de alteração estrutural permanente, progressivo e localizado. Assim, este fenómeno consiste na acumulação de dano num material sujeito a tensões e deformações cuja intensidade é variável, resultando eventualmente no colapso da estrutura.

As cargas de fadiga podem ser devidas ao tráfego, vento, água do mar, sismos ou qualquer outra ação de carácter não permanente.

A fadiga, consoante o número de repetições e amplitude da ação atuante, pode ser de baixo ou de elevado ciclo. A fadiga de baixo ciclo diz respeito a solicitações com níveis de tensão elevados durante um pequeno número de ciclos. Já a fadiga de elevado ciclo consiste na aplicação de ações com um elevado número de ciclos, mas com níveis de tensão reduzidos [60].

3.1.2. FASES DA FADIGA

Regra geral, o fenómeno da fadiga é composto por três fases: a iniciação da fissura da fadiga ou nucleação, a propagação da fissura e a rotura final (Figura 3.1) [61].

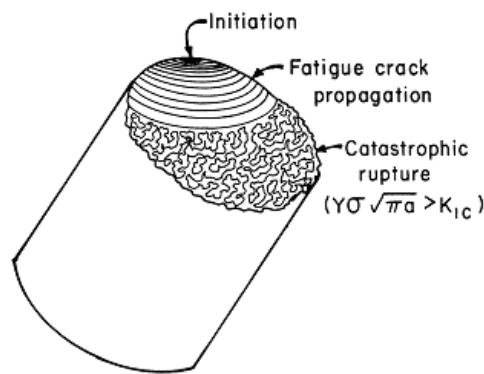


Figura 3.1 – Fases da fadiga - Representação esquemática de uma superfície de fratura por fadiga [62]

O mecanismo de nucleação encontra-se diretamente relacionado com a existência de singularidades e/ou descontinuidade no material sujeito a uma concentração de tensões aplicadas. As singularidades consistem em intrusões e/ou extrusões que surgem devido ao carregamento de planos atômicos e que, após a sua formação, funcionam como pontos de concentração de tensões, potenciando a formação de fissuras [63]. O mecanismo de formação de intrusões e extrusões apresenta-se na Figura 3.2.

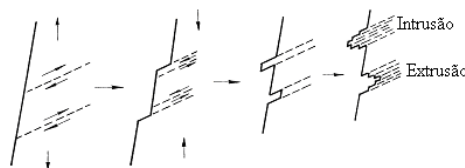


Figura 3.2 – Mecanismo de formação de intrusões e extrusões [62]

Assim, a primeira fase do fenómeno da fadiga é observada em pequenas zonas sujeitas a tensões locais elevadas, onde o dano é acumulado de modo progressivo no decorrer da sollicitação. A nucleação origina microfendas que podem crescer de forma autónoma até que uma fenda se torne dominante. Esta irá crescer até que a diminuição da secção do elemento provoque um acréscimo de tensões locais na ponta da fenda, acelerando o processo.

As primeiras fendas surgem, regra geral, à superfície do elemento. Tal ocorre não só por esta zona ser particularmente suscetível a efeitos ambientais adversos, mas também por ser um local onde a concentração de tensões é máxima graças a um menor apoio mútuo dos cristais comparativamente aos que se situam no interior. Usualmente a nucleação deve-se aos defeitos microscópicos já abordados, a nível do grão, e desenvolve-se segundo uma orientação de 45° relativamente ao plano superficial [61].

Na segunda fase, a fissura tem uma propagação transcristalina em ziguezague ao longo dos planos de escorregamento e dos planos de clivagem grão a grão. A fenda mantém a direção perpendicular ao sentido de aplicação da carga [64].

A duração desta fase depende do material em causa, podendo em algumas situações corresponder a 90% da vida à fadiga do elemento. Quando a fenda adquire um comprimento entre 0,1 e 0,5 metros podem aplicar-se as leis da Mecânica de Fratura Linear [55]. Neste trabalho, optou-se por dar destaque à lei de Paris, apresentada no ponto 3.1.3.

A última fase do processo de fadiga, designada de rotura final, corresponde à propagação instável da fissura, originando uma superfície irregular. Esta ocorre quando a área útil não é suficiente para suportar a carga atuante.

Na Figura 3.3 encontra-se representada a propagação de fendas ao longo das fases do fenómeno de fadiga.

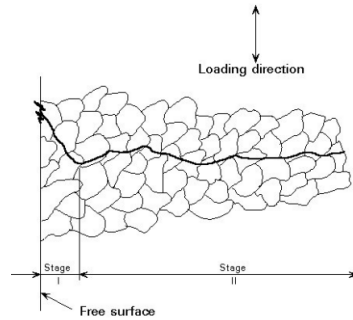


Figura 3.3 – Propagação a partir das extrusões e intrusões [65]

3.1.3. APLICAÇÃO DA MECÂNICA DA FRATURA AO ESTUDO DA FADIGA

A Mecânica da Fratura Linear Elástica estuda o efeito que as fendas têm na rotura do elemento e a concentração de tensões existentes na vizinhança da fissura.

Considerando um material homogêneo, a fratura pode ocorrer segundo três modos de rotura:

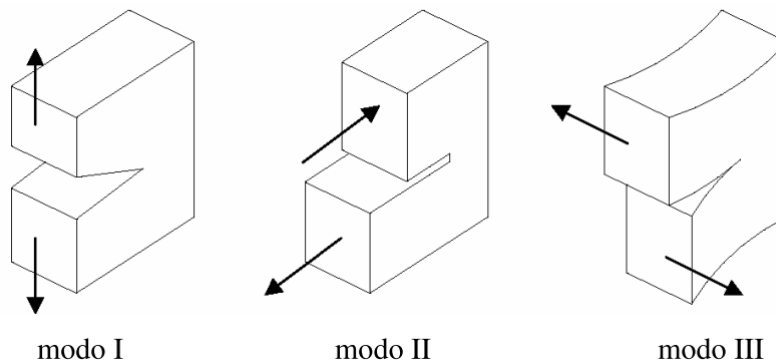


Figura 3.4 – Modos de rotura [66]

O modo I deve-se a uma solicitação normal à fissura, o modo II corresponde a uma solicitação por forças de corte perpendiculares à superfície e, por fim, o modo III diz respeito a forças de corte paralelas à superfície.

Em seguida, indica-se a convenção empregue relativamente às tensões na vizinhança da fenda, que podem ser obtidas em função das condições limite.

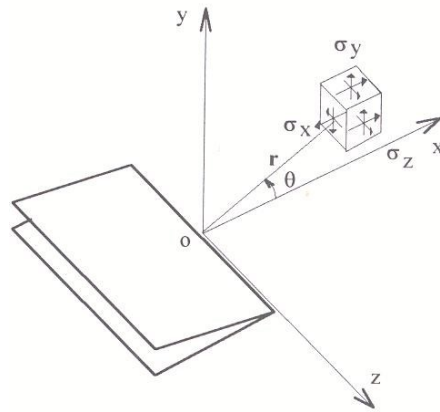


Figura 3.5 – Eixo de coordenadas [56]

O modo de rotura mais comum é o modo de rotura I. As tensões existentes nas imediações da fissura apresentam-se de seguida [56]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \begin{bmatrix} 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \\ 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \\ \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Para um estado plano de deformação, a tensão normal segundo z é dada pela expressão $\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$. Para um estado plano de tensão, σ_z e as tensões tangenciais τ_{xz} e τ_{yz} , são nulas.

Em função da configuração geométrica da fissura e da componente de carga aplicada, pode definir-se K, como o fator de intensidade de tensões. Na expressão (3.1), este fator refere-se ao fator de intensidade de tensões do modo I.

Durante um carregamento de carácter cíclico, o valor de K_I aumenta com o aumento da extensão da fenda, até atingir o valor crítico do material K_{IC} . Quando este valor, também designado por tenacidade, é atingido, o material entra em rotura [67].

É importante referir que na expressão (3.1), quando r tende para zero, as tensões obtidas ao nível da extremidade da fissura tendem para infinito, isto é, a Mecânica da Fratura Elástica é incapaz de caracterizar a zona na vizinhança da fenda.

De forma a colmatar este problema, recorre-se à Mecânica da Fratura elasto-plástica. Nesta, empregam-se os critérios de Tresca e Von Mises para descrever as zonas plastificadas.

O estado plano de tensão segundo estes critérios apresenta-se de seguida [68]:

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_I}{f_y} \right)^2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \right]^2 \quad (\text{Tresca}) \quad (3.2)$$

$$r_p = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_I}{f_y} \right)^2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \left[1 + 3 \sin^2 \frac{\theta}{2} \right] \text{ (Von Mises)} \quad (3.3)$$

Nas expressões (3.2) e (3.3) r_p representa o raio da zona plastificada.

Em alguns casos, a fissura é detetada em serviço e, por conseguinte, interessa conhecer qual vai ser o seu comportamento. A fase de propagação de fendas é aquela que apresenta uma maior duração, podendo a estrutura continuar em serviço após o aparecimento destas fissuras.

A propagação de fendas pode ser caracterizada recorrendo-se a ensaios com o uso de provetes normalizados e sujeitos a uma ação cíclica. Diversas normas internacionais descrevem os procedimentos destes ensaios [69]. No decorrer do processo é medida a propagação da fissura em função do número de ciclos. Os resultados experimentais são representados segundo uma escala logarítmica, conforme ilustrado na Figura 3.6.

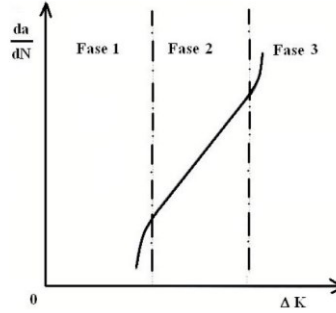


Figura 3.6 – Lei de Paris [56]

Na figura referida, o parâmetro N diz respeito ao número de ciclos, $\frac{da}{dN}$ corresponde à velocidade de crescimento da fenda e o valor ΔK diz respeito à amplitude do fator de intensidade de tensão:

$$\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3.4)$$

Na expressão (3.4) $\Delta \sigma$ é igual a $\sigma_{max} - \sigma_{min}$ e Y é função do comprimento a da fenda.

No gráfico apresentado acima Figura 3.6 encontram-se representadas três fases distintas. A primeira fase corresponde a velocidades reduzidas de propagação de fissuras. Nesta pode definir-se um valor de ΔK abaixo do qual não se ocorre propagação (ΔK_I). A segunda fase corresponde à zona intermédia do gráfico, onde se verifica a existência de uma reta cujo desenvolvimento é dado pela Lei de Paris:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (3.5)$$

As constantes C e m , indicadas na expressão (3.5), são obtidas durante o ensaio, enquanto o valor de K se obtém recorrendo à equação (3.5) ou através da igualdade seguinte:

$$\Delta K = K(\sigma_{\max}) - K(\sigma_{\min}) \quad (3.6)$$

Por fim, a terceira fase do processo corresponde à propagação instável da fenda, originando uma rotura acelerada do provete.

Geralmente, a Lei de Paris é usada para determinar o número de ciclos (N) necessário para a propagação de uma fenda, partindo-se de uma dimensão inicial observada (a_o), até a um valor crítico a_{cr} que conduz à rotura do elemento. Assim, recorrendo à integração desta lei obtém-se:

$$N = \int_{a_i}^{a_e} \frac{da}{C(\Delta K)^m} \quad (3.7)$$

3.1.4. CICLOS DE TENSÃO DE FADIGA

Os ciclos de tensão de fadiga podem ser de amplitude constante ou variável. Os primeiros ocorrem normalmente em peças como máquinas rotativas, tais como eixos e engrenagens. Já as ondas dos navios, a vibração nas asas dos aviões e o tráfego em pontes, são exemplos de solicitações de amplitude de tensão variável.

3.1.4.1. Ciclos de amplitude de tensão constante

Um ciclo de carregamento pode ser definido por parâmetros obtidos através das tensões máxima (σ_{\max}) e mínima (σ_{\min}).

Esses parâmetros são utilizados para caracterizar conjuntos de carregamentos para que possam ser comparáveis. Tem-se:

- Tensão média (σ_m) – média aritmética entre tensão máxima e tensão mínima;

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad (3.8)$$

- Amplitude de tensões (σ_a) – metade da diferença entre tensão máxima e tensão mínima;

$$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (3.9)$$

- Razão de carregamento (R) – Razão entre tensão mínima e tensão máxima;

$$R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad (3.10)$$

Para a descrição de um ciclo de carregamento é necessário ainda conhecer a forma de onda de carregamento e a sua frequência.

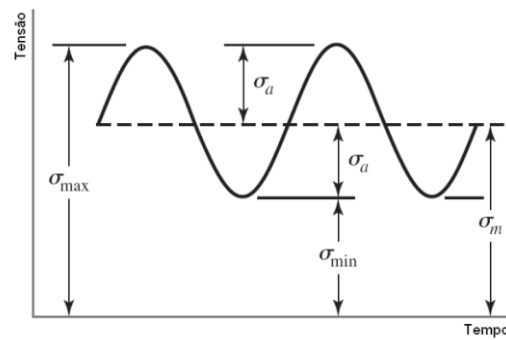


Figura 3.7 – Ciclo de amplitude constante [70]

3.1.4.2. Ciclos a amplitude de tensão variável

A probabilidade de uma estrutura ou elemento estrutural estar sujeito a solicitações com a mesma amplitude de tensão é reduzida. Assim, a análise da fadiga torna-se mais complexa, optando-se por uma simplificação, representando a solicitação real através de várias combinações de carregamentos constantes.

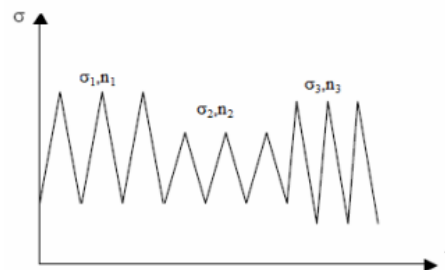


Figura 3.8 – Exemplo de um carregamento variável composto por diversos carregamentos constantes [71]

3.1.4.3. Classificação dos tipos de carregamentos repetidos

A fadiga, consoante o número de repetições e amplitude da ação atuante, pode ser de baixo ou de elevado ciclo. A fadiga de baixo ciclo diz respeito a solicitações com níveis de tensão elevados durante um pequeno número de ciclos, menos de 10^4 ou 10^3 ciclos. Já a fadiga de elevado ciclo consiste na aplicação de ações com um elevado número de ciclos, superior a 10^4 ciclos, mas com níveis de tensão reduzidos.

Normalmente, as estruturas que se encontram em ambiente marítimo estão sujeitas a carregamentos de fadiga de “alto ciclo” [60].

3.2. RESISTÊNCIA À FADIGA

O estudo da fadiga estrutural, de acordo com a norma DNV-RP-F204 [54] e com a norma EN1993-1-9 [72], pode ser feito recorrendo ao método da acumulação de danos através das curvas de Wöhler, estabelecidas em função dos diferentes tipos de detalhes.

Estas curvas, também designadas de curvas S-N, variam em função do detalhe estrutural ou das configurações de soldadura, considerando tensões nominais ou tensões geométricas, respetivamente.

As referidas curvas não distinguem as fases de nucleação e propagação de fendas e também não podem ser aplicadas de forma direta para a determinação do tempo de vida restante de um elemento ou estrutura. Ainda assim, admite-se que para amplitudes reduzidas, 90% da vida total em fadiga se esgote no decorrer da fendilhação inicial [73].

Apresenta-se na Figura 3.9 uma curva S-N genérica.

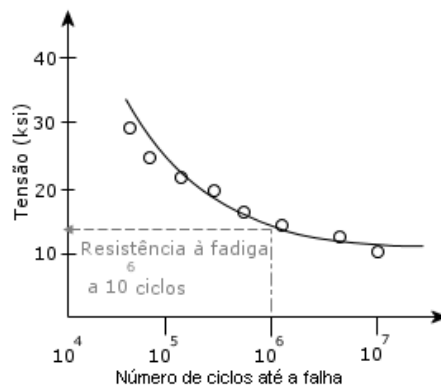


Figura 3.9 – Representação de uma curva genérica S-N

As curvas S-N podem ser empregues para todas as classes de aço estrutural, exceto quando existe alguma indicação contrária nas tabelas de categorias de detalhes. Consideram-se diferentes tipos de curvas consoante o detalhe, a amplitude máxima de tensão $\Delta\sigma_{max}$ e o tipo de tensão verificada [68].

De acordo com o Eurocódigo 3 [72], as curvas S-N são caracterizadas por três diferentes amplitudes de tensão:

- $\Delta\sigma_L$: Limite de truncatura (*cut-off-limit*)

Corresponde ao valor abaixo do qual os ciclos de tensão não têm qualquer contribuição para o dano acumulado.

- $\Delta\sigma_C$: Valor de referência da resistência à fadiga, em tensão normal, correspondente a uma resistência de $N=2$ milhões de ciclos.

O valor $\Delta\sigma_C$ é utilizado para estabelecer as categorias de detalhe dos pormenores e elementos estruturas. Assim, este valor identifica as curvas S-N referidas no Eurocódigo 3.

- $\Delta\sigma_D$: Limite de fadiga para ciclos de tensão de amplitude constante

$\Delta\sigma_D$ representa a amplitude de tensão abaixo da qual não se verifica dano em testes sob condições de tensão constante. Para amplitudes superiores é necessário avaliar a resistência à fadiga. No caso de

tensões de amplitudes não constantes, todas devem situar-se abaixo de $\Delta\sigma_D$, assegurando que não se verifique dano por fadiga.

Nas Figura 3.10 e Figura 3.11 apresentam-se as curvas de resistência à fadiga para tensões tangenciais e normais, respetivamente. Estas curvas aplicam-se a todos os tipos de aços estruturais, aços inoxidáveis e aços não protegidos contra ações ambientais, salvo indicação contrária nas tabelas de categorias de detalhes [72].

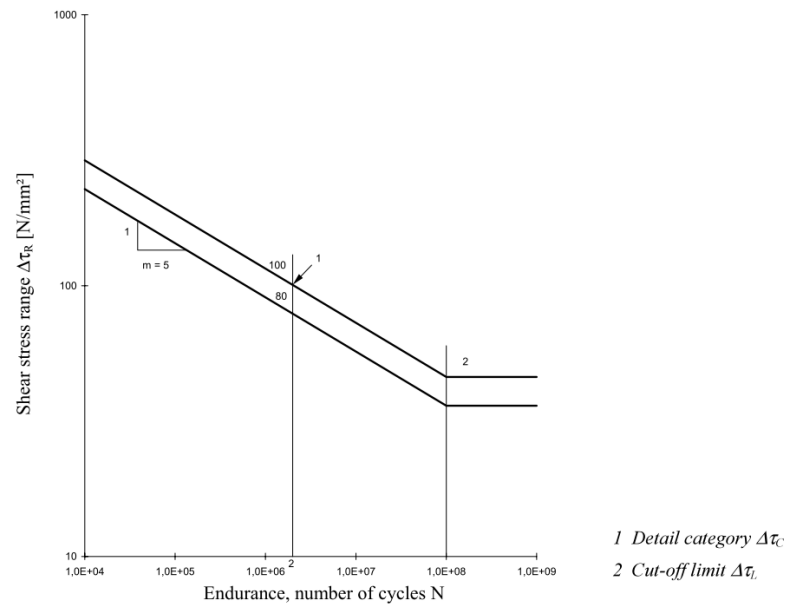


Figura 3.10 – Curvas de resistência à fadiga para tensões tangenciais [72]

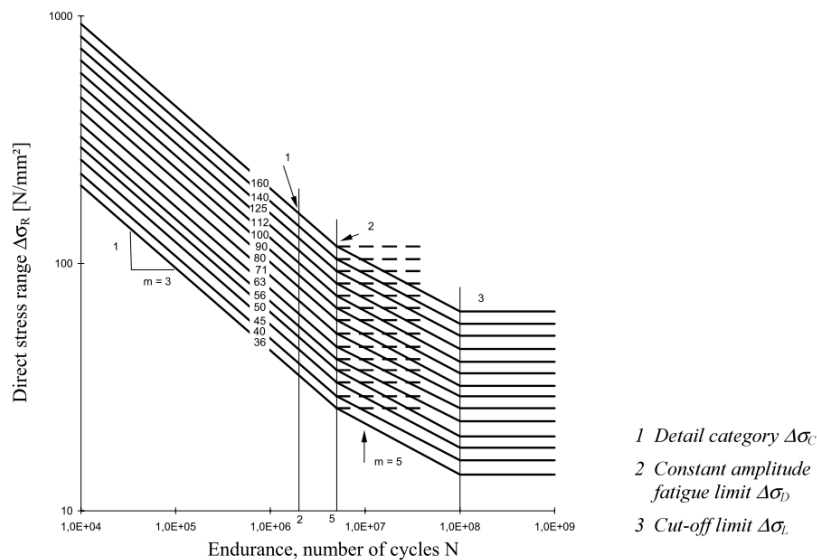


Figura 3.11 – Curvas de resistência à fadiga para tensões normais [72]

De acordo com a com a norma DNV-RP-F204 [54], a equação da curva S-N pode ser apresentada na seguinte forma:

$$N = \frac{a}{S^m} \leftrightarrow \log N = \log(\bar{a}) - m \log(S) \quad (3.11)$$

Na expressão (3.11), S corresponde à variação de tensão na estrutura, N ao número de ciclos de variação de tensões S necessários para que ocorra falha por fadiga e a e m são as constantes do das condições do ensaio, obtidas experimentalmente.

Geralmente, as curvas S-N são estabelecidas para tensões nominais. Dessa forma, devem considerar-se fatores de correção caso se verifique a existência de tensões residuais, térmicas ou qualquer outro fator que desencadeie uma concentração de tensões.

Em determinados casos pode usar-se curvas S-N específicas que já contabilizem os referidos fatores tal como acontece, por exemplo, nas juntas soldadas.

As curvas S-N são apresentadas para geometrias ou conexões estruturais padronizadas e podem ser classificadas em função da geometria, da direção das tensões e do método de fabrico.

Na Figura 3.12, apresentam-se curvas utilizadas para estruturas marítimas:

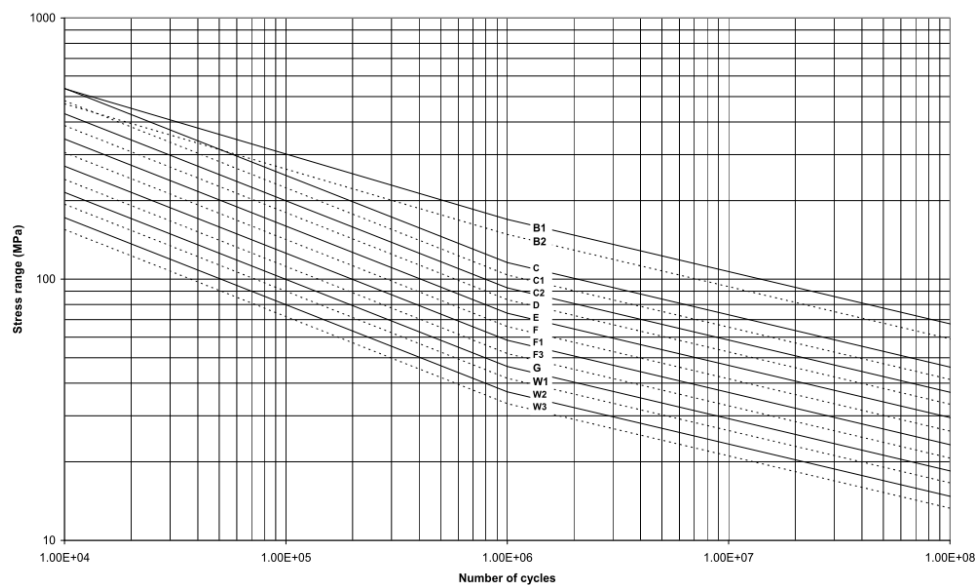


Figura 3.12 – Curvas S-N em água de mar com proteção catódica [74]

3.3. MÉTODO DA ACUMULAÇÃO DO DANO

Conhecendo-se o conjunto das solicitações dinâmicas a que a junta de um *riser* se encontra sujeita, é possível obter-se espectros de tensões similares ao que se apresenta Figura 3.13.

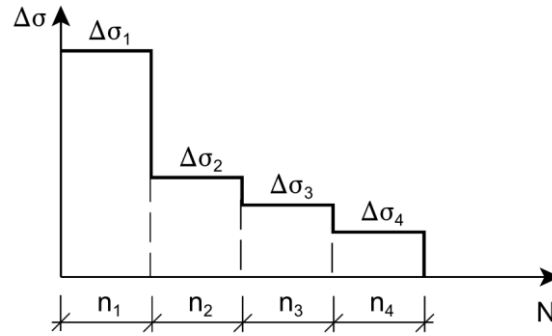


Figura 3.13 – Espectro de tensões genérico apresentado sob a forma de histograma [73]

Os valores $\Delta\sigma_1$, $\Delta\sigma_2$, $\Delta\sigma_3$ e $\Delta\sigma_4$ correspondem a amplitudes de tensão, enquanto os valores n_1 , n_2 , n_3 e n_4 dizem respeito ao número de ciclos obtidos para as amplitudes de tensão referidas.

O método de acumulação de dano consiste na determinação do nível de dano que um dado número de ciclos de tensão registados provoca num elemento estrutural.

Assim, a verificação da segurança à fadiga consiste na verificação da condição designada por regra de Palmgren-Miner:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (3.12)$$

Os valores N_i representam o número de ciclos necessários para que a estrutura entre em rotura quando sujeita a amplitudes de tensão $\Delta\sigma_i$. Estes valores obtêm-se com o recurso às curvas S-N referidas no ponto 3.2 (Figura 3.14). Através da expressão (3.12) é possível obter o dano total provocado por um dado carregamento.

A regra de Palmgren-Miner presume que os danos se acumulam de forma linear e que a rotura final da estrutura se verifica quando a condição (3.12) assume um valor superior à unidade.

A utilização deste método possibilita a avaliação do nível de dano real que as solicitações de fadiga provocam na estrutura. A sua aplicabilidade pode ainda ser alargada a estruturas que se encontram em operação, a fim de averiguar o tempo de vida restante do elemento.

No entanto, o uso da expressão (3.12) tem vindo a ser alvo de algumas críticas: não só a história de aplicação dos esforços é desconsiderada, como também a acumulação de danos não depende do valor absoluto da tensão. Ainda assim, a regra de Palmgren-Miner apresenta uma enorme simplicidade de utilização, conduzindo geralmente a bons resultados comparativamente a dados experimentais.

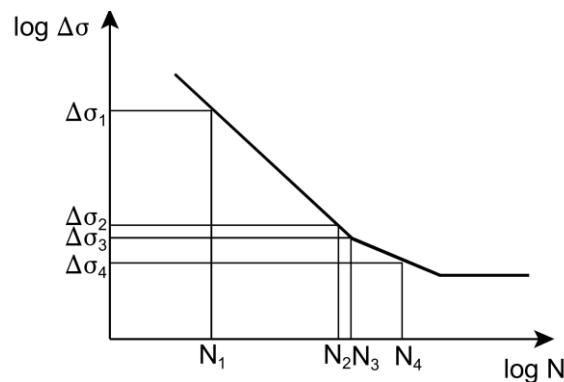


Figura 3.14 – Obtenção dos ciclos necessários para a rotura [73]

3.4. MÉTODOS DE CONTAGEM DE CICLOS DE TENSÃO

O registo temporal das amplitudes de tensão não apresenta, na maior parte das vezes, uma forma harmônica, mas sim uma forma aleatória. Consequentemente, a obtenção da variação de tensão num dado ponto da estrutura, bem como o seu respetivo ciclo, revela-se uma tarefa complicada.

Posto isto, desenvolveram-se métodos de contagem de ciclos de tensões, possibilitando contornar este problema. Estes métodos são empregues, como já foi referido, para prever a duração de um componente quando sujeito a ciclos de amplitude variável e visam reduzir o espectro complexo e real, em “grupos” de carga de amplitude constante (Figura 3.13).

Existem diversos métodos de contagem que se podem agrupar da seguinte forma [55]:

- Contagem de máximos e mínimos relativos;
- Contagem do número de amplitudes de tensão;
- Contagem do número de passagens por um nível de tensão predefinido;
- Métodos baseados em vários parâmetros (amplitude com tensão média e tabelas de correlação).

A aplicação da regra de Palmgren-Miner (referida no ponto 0) à análise de fadiga, só é possível caso se efetue a contagem do número de ciclos n_i associados a cada amplitude $\Delta\sigma_i$. De entre os vários métodos de contagem existentes neste trabalho, irá ser abordado apenas o método da gota de água (*Rainflow*), visto ter sido aquele que foi empregue no procedimento. O método de *Rainflow* consiste na extração das gamas de tensão e seus respetivos ciclos, a partir de um sinal aleatório no tempo, para serem depois utilizados na de Miner-Palmgren.

3.4.1. MÉTODO DA GOTA DE ÁGUA OU *RAINFLOW*

Numa análise de fadiga é necessário determinar a relação entre as tensões σ e as extensões ϵ , uma vez que o dano por fadiga é influenciado pela alternância de deformações plásticas, tratando-se portanto de um processo de histerese (Figura 3.15).

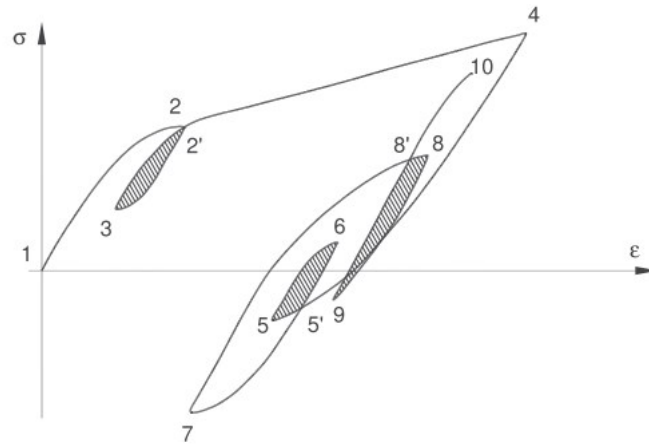


Figura 3.15 – Diagrama $\sigma - \epsilon$ de um carregamento [75]

O estudo da fadiga estrutural não pode ser realizado com base no registo de tensões em função do tempo ($t - \sigma$), onde são somente registadas as tensões no local em que são diretamente proporcionais às extensões $\epsilon(t)$.

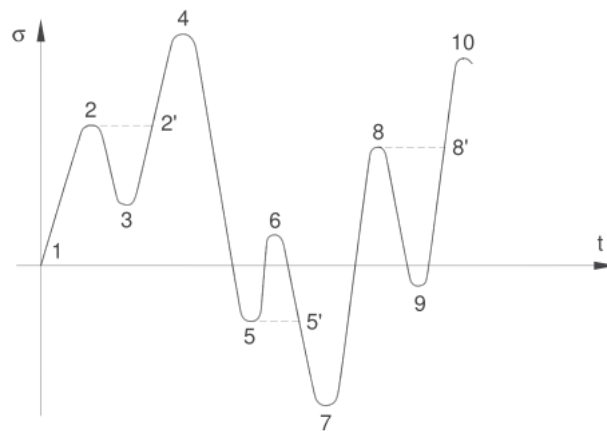


Figura 3.16 – Diagrama $\sigma - t$ de um carregamento [75]

A contagem dos ciclos (2-3-2'; 5-6-5'; 8-9-8') e meios ciclos (1-2-4; 4-5-7; 7-8-10) (Figura 3.16) é apresentada na Figura 3.17. O diagrama da Figura 3.16 é transformado no diagrama da Figura 3.17 recorrendo ao método de gota de água. A aplicação deste método é feita imprimindo ao registo temporal de tensões uma rotação de 90° e imaginando esse registo como um telhado sobre o qual desliza uma gota de água.

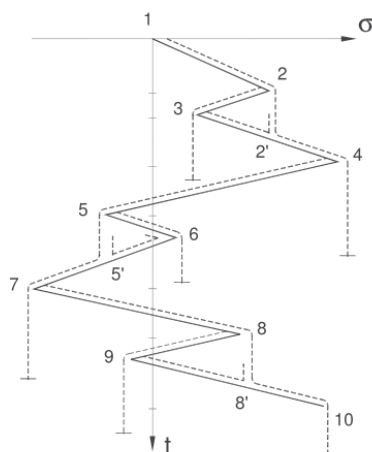


Figura 3.17 – Método da gota de água (adaptado de [75])

Assim, cada percurso completo (1-2-4; 4-5-7; 7-8-10) é contabilizado como meio ciclo, logo a união de dois meios ciclos de igual amplitude de tensão irá corresponder a um ciclo completo. As interrupções do percurso (2-3-2'; 5-6-5'; 8-9-8') dizem respeito a ciclos completos. Esta abordagem permite a obtenção de uma análise dos ciclos de tensão que se aproxima ao diagrama da Figura 3.16. Consequentemente obtém-se um diagrama $\sigma - t$ equivalente ao da Figura 3.17 em termos de ciclos e meios ciclos de tensão, apresentado na Figura 3.18.

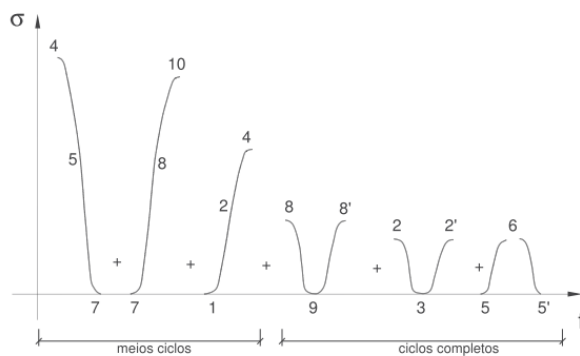


Figura 3.18 – Diagrama σ - t idealizado [75]

3.4.2. IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO DA GOTA DE ÁGUA

A implementação do método da gota de água pode ser feita recorrendo ao algoritmo descrito em [75]. De seguida são descritas as etapas do procedimento:

- i. Identificação dos extremos locais (máximos e mínimos) do registo temporal de tensões, armazenados sob a forma de um vetor A;
- ii. Contabilização de ciclos efetuada segundo as condições descritas nas expressões seguintes:

$$A(i-1) \leq A(i+1) < A(i) \leq A(i+2) \quad (3.13)$$

$$A(i-1) \geq A(i+1) > A(i) \geq A(i+2) \quad (3.14)$$

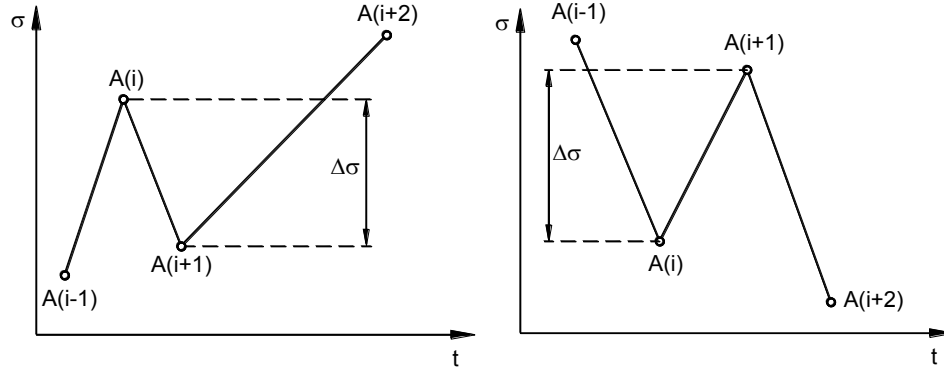


Figura 3.19 – Condições para a contagem de ciclos completos [75]

- iii. Contagem de ciclos inicia-se em $i = 1$ e termina quando $i = k - 2$ (k : número de extremos locais). Quando as condições (3.13) ou (3.14) forem verificadas, contabiliza-se um ciclo, correspondente a dois meios ciclos, com uma amplitude $\sigma \Delta$ obtida por:
- iv.

$$\Delta\sigma = |A(i) - A(i+1)| \quad (3.15)$$

- v. Eliminação da sequência de extremos locais dos picos $A(i)$ e $A(i+1)$ seguida da remuneração e atualização do vetor A ;
- vi. Repetição dos pontos iii e iv até não haver mais ciclos completos por contar;
- vii. Contabilização dos meios ciclos de amplitude $\sigma \Delta$, de acordo com a Figura 3.20:

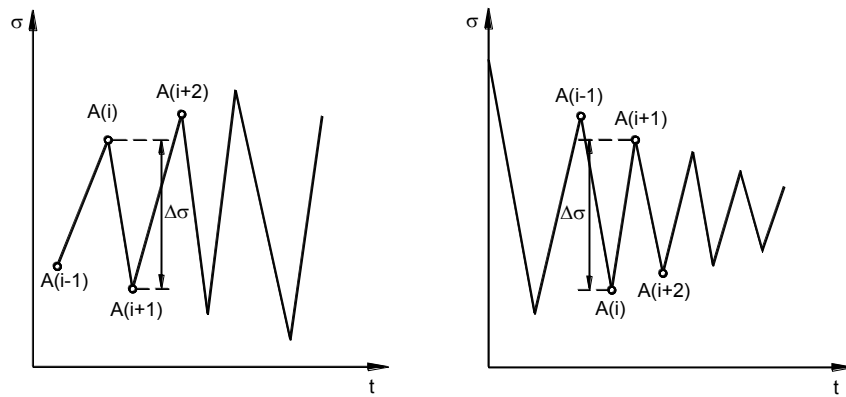


Figura 3.20 – Contagem de ciclos [75]

- viii. Obtenção do espectro de tensões sob a forma de um histograma através da agregação dos ciclos e meios ciclos segundo as mesmas amplitudes de tensão ($\sigma\Delta_i, n_i$) obtidos pelo algoritmo.

A implementação do algoritmo da gota de água foi realizada através de rotinas desenvolvidas em ambiente MATLAB. Este possibilita a manipulação de matrizes de uma forma expedita e daí a sua escolha para a implementação do método de contagem de ciclos de tensão referido.

3.4.3. EFEITO DA TENSÃO MÉDIA NA ANÁLISE DA FADIGA

A magnitude da tensão média é um fator importante para a determinação da rotura por fadiga de um dado componente [76].

O diagrama da curva S-N obtém-se considerando uma tensão média nula, isto é, é obtido através de ensaios experimentais nos quais se aplica uma carga totalmente alternada. No entanto, em diversos casos práticos esta condição não se verifica, sendo possível, por exemplo, que seja aplicada uma carga estática em simultâneo com uma tensão alternada. Tal facto conduz a uma alteração das curvas S-N.

Na Figura 3.21 e Figura 3.22 encontram-se representadas curvas S-N obtidas considerando três valores de tensão média distintos.

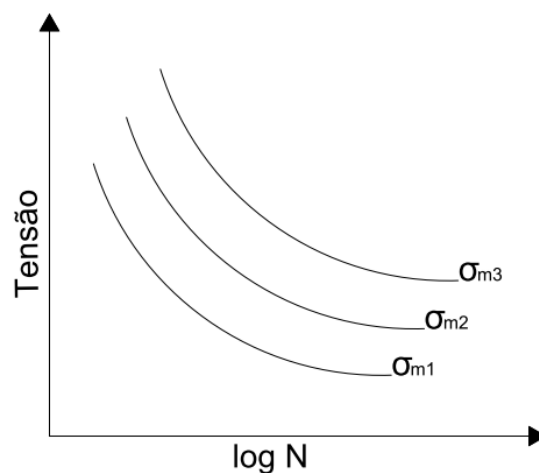


Figura 3.21 – Efeito da variação da tensão média [77]

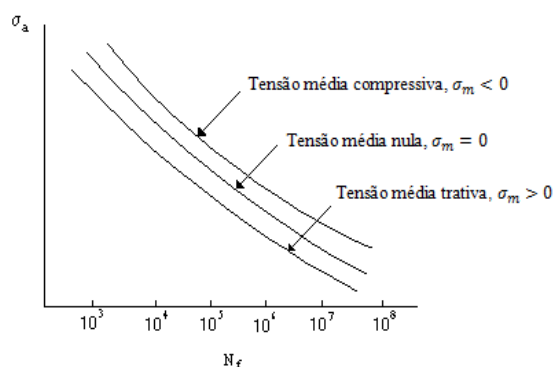


Figura 3.22 – Efeito da variação da tensão média [78]

Caso a tensão média seja positiva, irá sobrepor-se à componente de tensão alternada e contribuir para a abertura de fendas existentes. Consequentemente, a resistência à fadiga do material sofre um decréscimo significativo. Por outro lado, sendo a tensão média negativa, irá contribuir para um aumento da resistência à fadiga do material devido ao facto da tensão média motivar o fecho das fissuras existentes.

O efeito provocado pela presença da tensão média pode ser estimado com base nos critérios definidos por Goodman, Soderberg ou Gerber:

- Goodman:

$$\sigma_a = \sigma_{f0} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right) \quad (3.16)$$

- Soderberg:

$$\sigma_a = \sigma_{f0} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_c}\right) \quad (3.17)$$

- Gerber:

$$\sigma_a = \sigma_{f0} \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)^2\right) \quad (3.18)$$

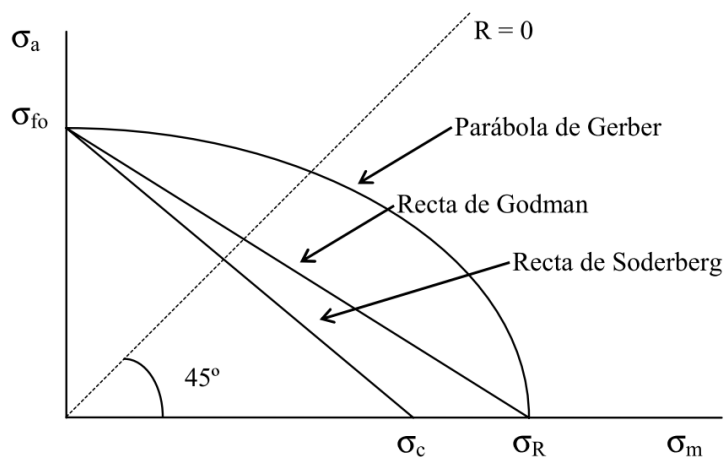


Figura 3.23 – Ilustração dos diferentes critérios para a avaliação do efeito da tensão média

Na Figura 3.23 encontram-se representados estes três critérios, tendo os parâmetros aí descritos o seguinte significado:

- σ_c – Tensão de cedência

- σ_R – Tensão de rotura
- σ_{f0} – Tensão limite de fadiga para uma tensão média zero

3.5. EXEMPLOS DE ANÁLISES LOCAIS

Apresentam-se, em seguida, alguns exemplos de estudos relativos a análises locais de componentes ou juntas.

3.5.1. EXEMPLO 1: MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DE UMA JUNTA DE CONEXÃO (PLATAFORMA FIXA)

No presente exemplo, apresentado na referência [79], procede-se à análise de uma plataforma fixa em particular, de uma junta empregue nesta.

A determinação do dano por fadiga numa estrutura uniforme sujeita a uma tensão axial constante é simples. No entanto, caso a estrutura apresente uma geometria complexa, torna-se difícil determinar a distribuição da variação de tensões nesta. Tal deve-se ao facto de poderem existir concentrações de tensão, principalmente em situações em que se verifique uma mudança brusca do sentido do fluxo de tensões [79].

Na Figura 3.24 encontra-se representado um modelo tridimensional de uma plataforma fixa e o modelo de uma junta de conexão. A referida junta efetua a conexão entre o *jacked* (estrutura tubular de aço) e o “convés” (*deck*).

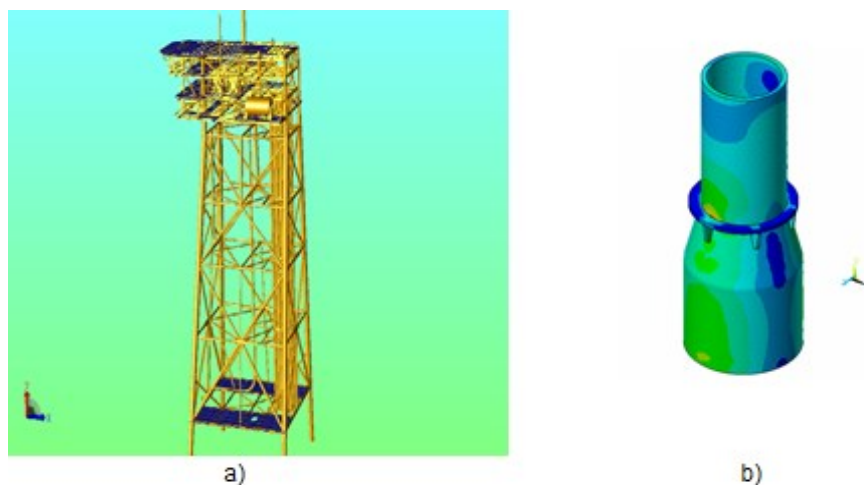


Figura 3.24 – a) Modelo tridimensional da plataforma fixa b) Modelo de elementos finitos de uma junta usada numa plataforma fixa [79]

Existem três abordagens comuns para a resolução do problema:

1. Construção e análise de um modelo em elementos finitos;
2. Utilização de fatores de concentração de tensão (SCF);
3. Aplicação de curvas S-N onde se encontram contabilizados os fatores de concentração de tensão (SCF).

A segunda abordagem é frequentemente empregue em juntas tubulares, para as quais foram desenvolvidas equações paramétricas com base em análises de elementos finitos [79]. As referidas

equações dependem não só da geometria da junta, mas também da forma como as cargas são aplicadas. Consequentemente, o tipo de junta só pode ser estabelecido após a determinação da distribuição de carga no interior da estrutura. Normalmente, a variação de tensão é definida através de uma tensão nominal multiplicada por um fator de concentração de tensão (SCF). A última abordagem referida é tradicionalmente empregue em secções tubulares e consiste em incluir o SCF na curva S-N. Assim, as várias secções transversais com diferentes condições de soldadura têm curvas diferentes.

O cálculo da resistência à fadiga só é possível após a determinação do registo temporal de tensões para a estrutura quando sujeita a determinadas ações ambientais.

Tratando-se de uma plataforma fixa, as cargas ambientais são aplicadas diretamente à estrutura como representado na Figura 3.25 [79].

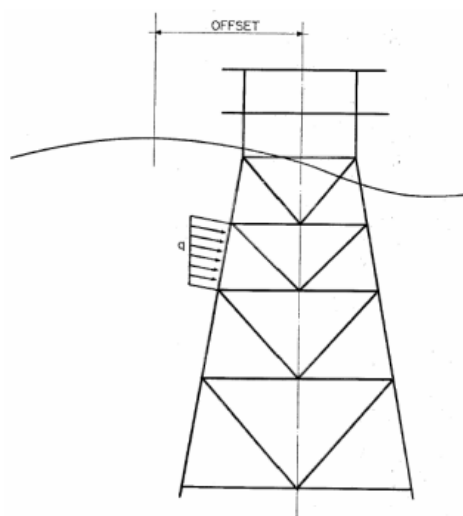


Figura 3.25 – Estrutura do tipo *jacked* solicitada diretamente por ondas e corrente [79]

No caso em estudo, as componentes da velocidade da corrente e das ondas e a aceleração das ondas podem ser determinadas em qualquer ponto abaixo da superfície da água, com base em teorias tradicionais de onda, como por exemplo, a teoria de Airy referida em 0. As forças atuantes sobre qualquer componente estrutural podem ser determinadas recorrendo à equação de Morison (2.3.4.3).

A resistência à fadiga deve ser determinada para todos os pontos da estrutura onde pode ocorrer concentração de tensões. Este procedimento gera uma grande quantidade de dados resultando num grande esforço a nível computacional. Para o tipo de estrutura estudada neste exemplo, é usual calcular a fadiga em oito pontos situados no contorno circunferência do conjunto de ligação como observado na Figura 3.26. O fato de cada membro possuir duas extremidades resulta na necessidade de considerar não oito mas dezanove pontos. Este último valor deve ainda ser multiplicado por dois pelo facto de existir concentração de tensões em ambas as extremidades da ligação e no local de conexão [79].

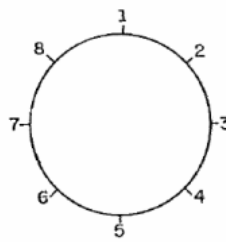


Figura 3.26 – Número de pontos verificado no contorno junta [79]

Através da análise de resultados obtidos, é possível aferir o ponto da estrutura onde ocorre a maior variação de tensão e, calcular a resistência à fadiga correspondente. Na Figura 3.27 encontra-se um exemplo ilustrativo de um mapa de tensões obtido para este tipo de estrutura.

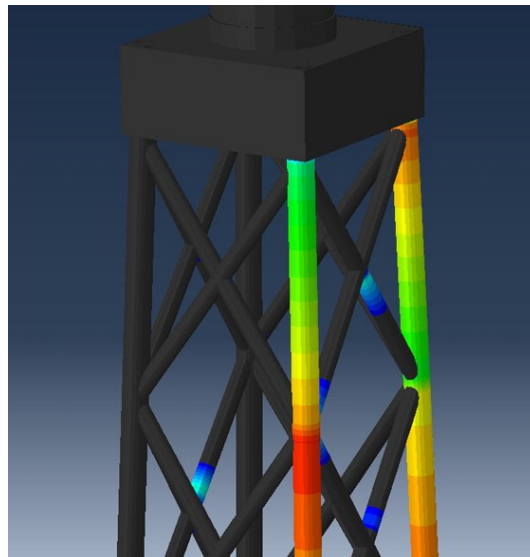


Figura 3.27 – Exemplo de mapa de variação de tensões obtido para uma estrutura tubular de aço empregue numa plataforma *offshore* fixa [80]

As estruturas tubulares, abordadas no exemplo referido em [79], devem ser concebidas e fabricadas de forma a conseguirem resistir a condições ambientais severas. Cada estrutura deve possuir resistência suficiente para suportar cargas elevadas. Posto isto, um estudo detalhado deste tipo de estruturas é essencial para o correto dimensionamento e funcionamento de uma estrutura *offshore* deste tipo.

3.5.2. EXEMPLO 2: ANÁLISE DE FADIGA PARA UM RISER DE PERFURAÇÃO

Neste exemplo, o estudo desenvolvido em [81], apresenta uma metodologia de cálculo da resistência à fadiga de um conector da junta de um *riser* de perfuração com base num modelo em elementos finitos.

A determinação da resistência à fadiga ao longo do conjunto de juntas de um *riser* de perfuração tem vindo a ganhar relevância à medida que aumenta a profundidade de instalação de sistemas de exploração petrolífera. Esta análise é essencial não só para o correto dimensionamento da estrutura

mas também para garantir o seu adequado desempenho. Os conectores destas juntas devem ser analisados com detalhe pois é nestes que se verificam as maiores concentrações de tensão.

O carregamento utilizado na análise de fadiga obteve-se através de uma análise global. Posto isto, dimensionou-se o *riser* e procedeu-se a uma análise de operabilidade na qual se verificou o comportamento desta estrutura quando submetida a cargas ambientais. Após o dimensionamento, aplicou-se uma determinada ação dinâmica para a obtenção dos esforços a que a estrutura se encontra sujeita. A ação considerada consistiu num carregamento de ondas aleatório (mar irregular) [81].

Após a obtenção dos esforços necessários para o cálculo da resistência à fadiga, elaborou-se um modelo numérico para a junta e o conector, empregues no *riser* de perfuração. Este modelo apresenta-se na Figura 3.28.

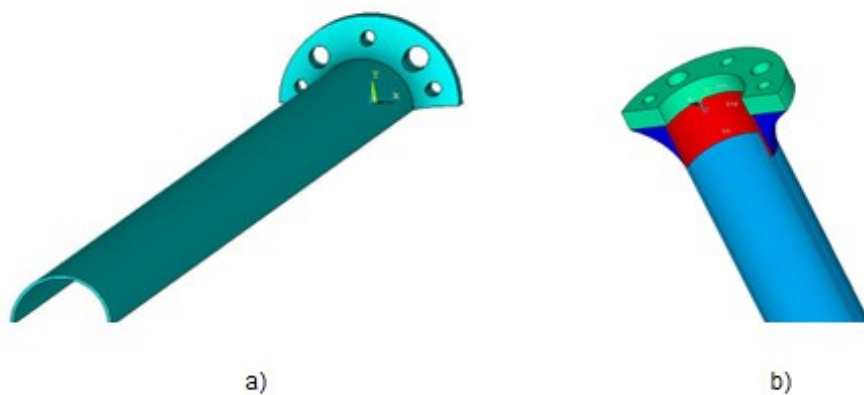


Figura 3.28 – Geometria do Modelo: a) Junta e conector correspondendo a $\frac{1}{2}$ da extensão do *riser*; c) Divisão do modelo consoante o volume [81]

A simetria existente em relação ao plano x-z e x-y resulta numa geometria do modelo onde apenas é necessária a representação de metade do conector e metade de meio comprimento da junta. O modelo foi ainda subdividido em quatro volumes representados na Figura 3.28 (b): junta – azul claro; junta em contato com o banzo – vermelho; banzo – verde; transição entre o flange e a junta – azul-escuro.

A malha de elementos finitos é representada na Figura 3.29. Esta é constituída por elementos com vinte nós (quando quadráticos), com três graus de liberdade por nó representando as translações segundo as direções x, y e z.

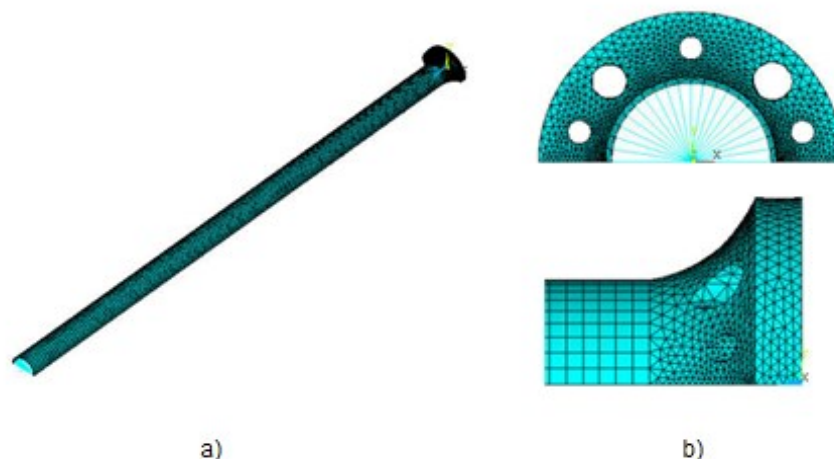


Figura 3.29 – Modelo de elementos finitos: a) Malha do modelo; b) Detalhe da malha [81]

O carregamento aplicado ao modelo consistiu em diversos casos de carga compostos por uma força axial de tração e um momento fletor. Obtendo-se os mapas de tensões e as variações de tensão para pontos críticos no modelo, procedeu-se ao cálculo do dano por fadiga e da vida de fadiga.

3.5.3. EXEMPLO 3: PROPAGAÇÃO DE TRINCAS EM DEFEITOS DE SOLDAS CIRCUNFERENCIAIS DE *RISERS* RÍGIDOS

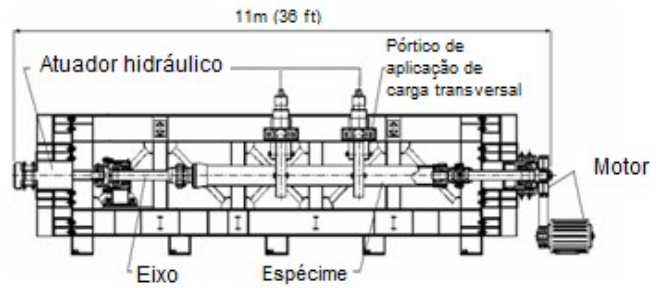
As análises numéricas locais podem ainda ser comparadas ensaios laboratoriais. Um exemplo deste tipo abordagem encontra-se descrito no artigo [82], onde se analisa propagação de trincas em defeitos de soldas circunferenciais de *risers* rígidos.

A existência de defeitos de solda em *risers* rígidos de aço em catenária livre pode resultar num processo de falha por fadiga. O trabalho experimental elaborado no artigo [82] compreendeu testes de dobramento e de fadiga, de espécimes de dutos de aço API X-60, com um dado diâmetro nominal. Estes apresentam ainda uma solda em circunferência na seção central, onde foram introduzidos defeitos iniciais.

As análises numéricas efetuadas visam a reprodução numérica dos ensaios, nomeadamente dos testes de fadiga. A Figura 3.30 ilustra os ensaios efetuados.



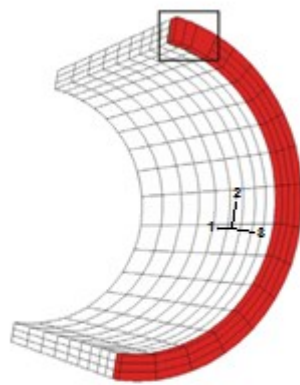
a)



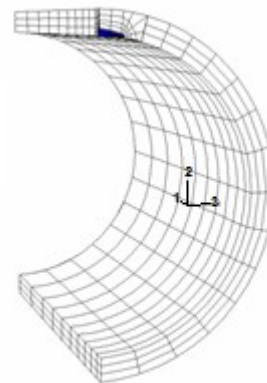
b)

Figura 3.30 – Ensaio laboratorial: a) Teste de dobragem; b) Teste de fadiga (*riser* submetido à flexão) [82]

O modelo numérico utilizado encontra-se representado na Figura 3.31. Este corresponde a $\frac{1}{4}$ do espécime real devido às condições de simetria adotadas, tendo em conta a geometria e a posição do defeito. A malha de elementos finitos é composta por elementos sólidos tridimensionais quadráticos de 20 nós, com três graus de liberdade por nó, relativos a translações segundo as direções 1, 2 e 3.



a)



b)

Figura 3.31 – Modelo numérico: a) Malha base de elementos finitos; b) Malha após introdução de trinca inicial [82]

As malhas apresentadas na Figura 3.31 foram elaboradas de forma independente, correspondendo a duas zonas diferenciadas, discretizadas em elementos finitos. Uma é relativa à região em que a trinca inicial é introduzida (dentro da região da solda) enquanto a outra corresponde à restante da geometria do modelo.

O carregamento é aplicado segundo um nó de referência (Figura 3.32) e a simulação das condições de fronteira faz-se restringindo os deslocamentos normais aos planos 1-2 e 2-3. A simulação da introdução de uma fenda ou trinca inicial faz-se assumindo como livres os deslocamentos dos nós da face “aberta” da trinca posicionada no plano 2-3 (Figura 3.32).

O carregamento aplicado consiste numa combinação de momento fletor cíclico (M) sob tração axial constante (T). A tração axial atua segundo a direção 1 e o momento fletor em torno da direção 3. O momento fletor empregue é calculado através da variação de tensão ($\Delta\sigma$) obtida nos ensaios experimentais, utilizando-se expressão seguinte:

$$M = \frac{\pi D_m^2 t \sigma}{4} \quad (3.19)$$

Na expressão (3.19) D_m corresponde ao diâmetro da superfície média e t à espessura do modelo. A tensão σ corresponde a metade da variação de tensão ($\Delta\sigma$). Para ciclo de carga, o carregamento é constituído por dois passos: aplicação de tração e de momento positivos (+ T e + M) e aplicação de tração positiva e de momento negativo (+ T e - M) [82].

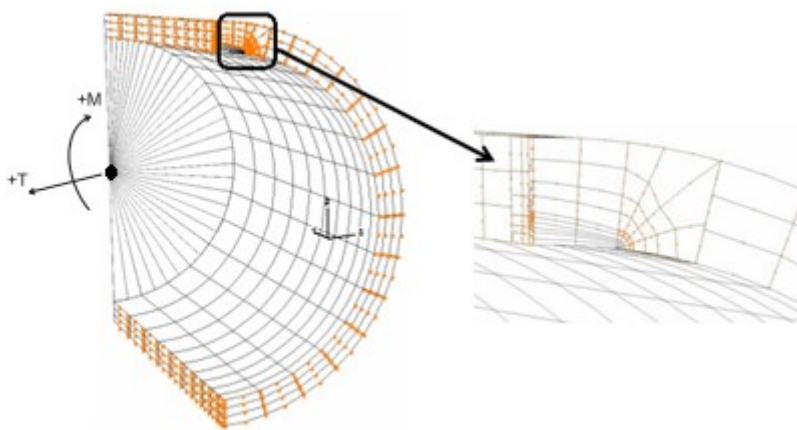


Figura 3.32 – Modelo numérico onde se evidenciam as condições de contorno e o ponto de aplicação das cargas (adaptado de [82])

Apesar das disparidades entre os resultados numéricos e experimentais apontadas nas conclusões do artigo [82], este procedimento é bastante interessante no âmbito da análise local. As referidas discrepâncias podem ser justificadas a partir da consideração das diferenças entre a base das simulações numéricas realizadas e os procedimentos dos testes de fadiga.

3.5.4. EXEMPLO 4: MODELAÇÃO NUMÉRICA PARA A AVALIAÇÃO DE FADIGA DE LIGAÇÕES REBITADAS NUMA PONTE FERROVIÁRIA

As ligações *stringer-to-cross-girder* (longarina-carlinga) em pontes ferroviárias rebitadas têm tendência a desenvolver trincas provocadas pelo fenómeno da fadiga. O dano por fadiga é provocado por tensões secundárias, que se desenvolvem nos diferentes componentes da ligação. Portanto, é essencial a realização de uma análise detalhada, capaz de prever estes fenómenos.

No presente exemplo, o autor Imam B.*et al.*, 2007 no artigo [83] procede à análise em elementos finitos de um elemento do modelo de uma ponte ferroviária típica rebitada, incorporando a geometria local detalhada de uma ligação *stringer-to-cross-girder* no modelo global de ponte Figura 3.33.

Uma interface *shell-to-solid* (casca-sólido), visível na Figura 3.33 (c), é usada para efetuar a transição entre os elementos de casca e os elementos sólidos.

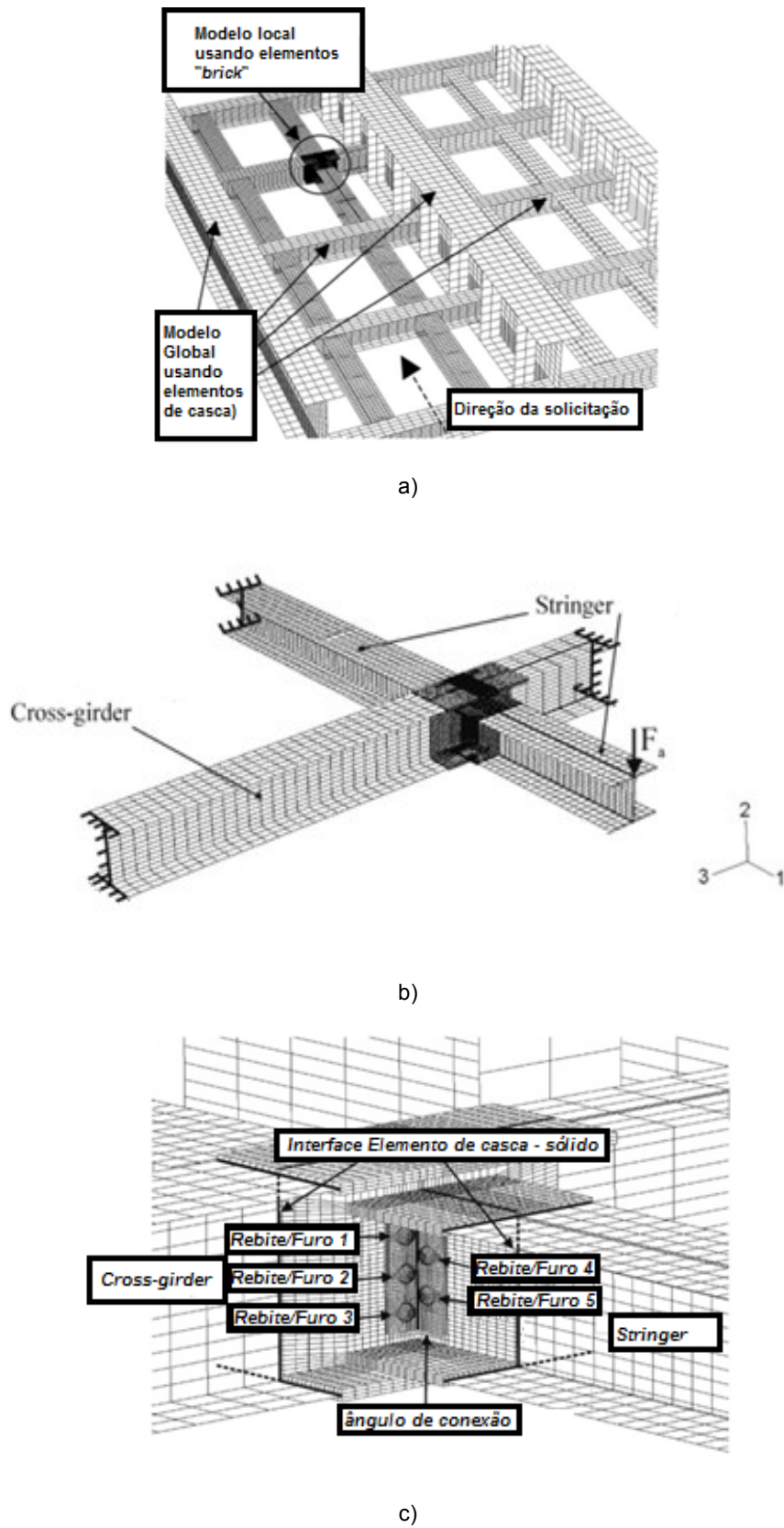


Figura 3.33 – Modelo de elementos finitos: a) Modelo global-local de elementos finitos da ponte rebitada; b) Modelo de elementos finitos da ligação *stringer-to-cross-girder*; c) Detalhe do modelo global-local de elementos finitos global-local na região da ligação (adaptado de [83])

O desenvolvimento do modelo referido é precedido por uma análise de juntas do tipo *double-lap joints* (Figura 3.34), obtendo-se não só fatores de concentração de tensão mas também gradientes de tensão.

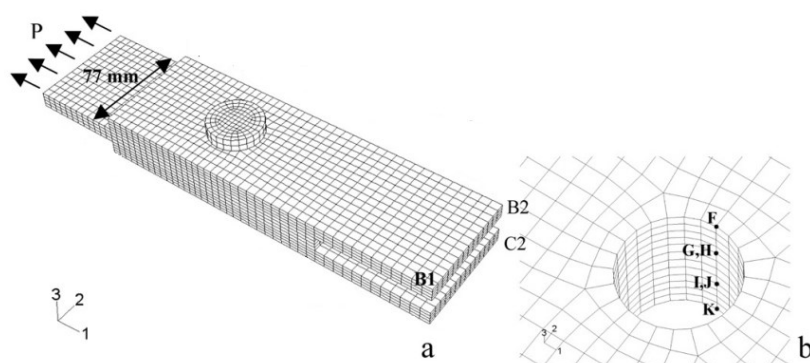


Figura 3.34 – Junta do tipo *double-lap joints* (adaptado de [83])

Numa fase posterior, o autor Imam B.*et al.*, 2007 elabora um modelo mais refinado da ponte, a qual é analisada quando sujeita a um dado carregamento, resultando na obtenção de mapas de tensões instaladas nos diferentes componentes da ligação rebitada. Tais resultados possibilitam a identificação dos furos de rebites como os principais pontos críticos para a ocorrência de rotura por fadiga.

4

APLICAÇÃO E RESULTADOS

4.1. DESCRIÇÃO DO CASO DE ESTUDO

Pretendeu-se com este trabalho reproduzir a análise desenvolvida por Zheng, W. *et al.*, 2012 no artigo *Multiaxial Fatigue Analyses of Stress Joints for Deepwater* [26], no qual se estudou o comportamento à fadiga em dois tipos de juntas de tensão.

As juntas de tensão devem ser dimensionadas de forma a apresentarem uma resistência estrutural adequada perante todos os casos de carga relevantes, estanqueidade e resistência à fadiga. Estes elementos estruturais devem ser concebidos para que se verifique uma transferência suave de cargas, evitando a existência de tensões localizadas elevadas ou excessiva deformação do tubo conectado.

Como referido em 1.5.6, as juntas de tensão são pontos preferenciais para a ocorrência de rotura por fadiga devido às elevadas solicitações e concentrações de tensão a que se encontram sujeitas. Posto isto, a análise dinâmica e a avaliação do fenómeno da fadiga em juntas de tensão não pode ser negligenciada no âmbito do dimensionamento de sistemas de *risers*.

Neste contexto, no presente capítulo é descrita a modelação e análise de fadiga de uma junta de tensão do tipo SSJ (*Sleeve Stress Joint*). Uma *Sleeve Stress Joint* consiste na junção de múltiplos tubos o que confere uma rigidez variável ao longo da estrutura. Tal facto, garante que o elemento possua flexibilidade e resistência suficientes para responder de forma adequada às solicitações.

4.1.1. CONTEXTO E GEOMETRIA

Tal como referido anteriormente, o estudo realizado baseou-se nos dados presentes no artigo *Multiaxial Fatigue Analyses of Stress Joints for Deepwater* [26]. Neste estudo, o autor efetua uma análise de fadiga em dois tipos de juntas de tensão, referidas sucintamente em 1.5.6., partindo de resultados de uma análise global de um *riser* em catenária. Optou-se pelo estudo de apenas uma das juntas visto já existirem diversos estudos em torno das TSJ (*Tapered Stress Joints*).

A *Sleeve Stress Joint* é constituída por três partes: o *riser*, a manga interna (*inner sleeve*) e manga externa (*outer sleeve*). A extensão do *riser* é representada por L_P , a extensão da manga interna por L_{J2} e a extensão da manga externa designada por L_{J1} , tal como apresentado na Figura 4.1.

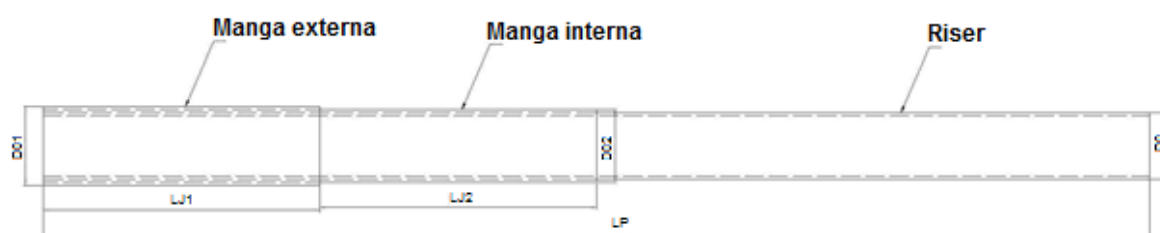


Figura 4.1 – Geometria da junta de tensão analisada (SSJ)

A localização, no sistema global, da junta descrita anteriormente apresenta-se na Figura 4.2.

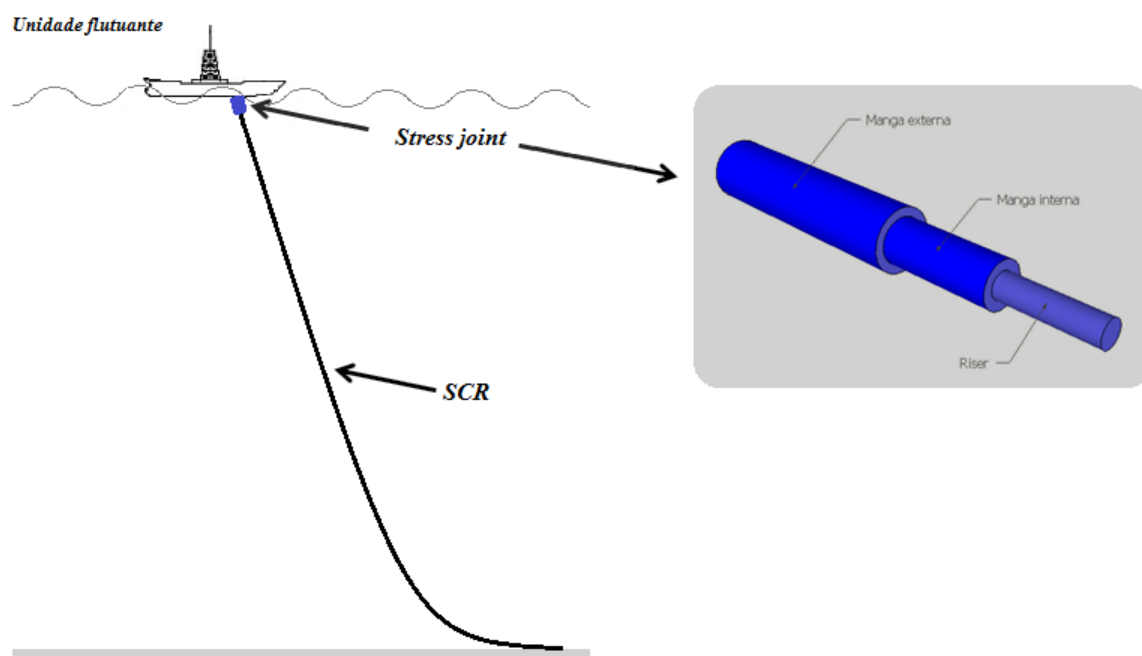


Figura 4.2 – Localização da junta de tensão no sistema global

Na conceção de uma junta de tensão do tipo SSJ, o número de mangas (*sleeves*), os diâmetros e a espessura da parede exterior dos tubos podem ser ajustados consoante os requisitos de projeto [26].

Os parâmetros geométricos adotados para o modelo numérico da junta foram obtidos do artigo referido anteriormente [26] e apresentam-se no Quadro 4.1

Quadro 4.1 – Parâmetros geométricos do modelo adotado

Parâmetros	Riser	Manga interna	Manga externa
Comprimento L (m)	LP - 32,00	LJ ₂ - 12,00	LJ ₁ - 8,000
Diâmetro externo D ₀ (m)	0,464	0,554	0,684
Diâmetro interno D ₁ (m)	0,400	0,474	0,564
Espessura da parede T (m)	0,032	0,040	0,060

De acordo com a norma DNV-RP-F204 [54], para *Sleeve Stress Joints* e dutos de aço de alta resistência adotam-se as características mecânicas apresentadas no Quadro 4.2.

Quadro 4.2 – Características mecânicas do aço da SSJ

Parâmetros relativos ao material da junta SSJ				
Módulo de elasticidade	Tensão de cedência	Esforço Resistente	Coefficiente de Poisson	Densidade do Material
210 GPa	450 MPa	520 MPa	0,3	7850 kg/m ³

4.1.2. CARGAS APLICADAS

Na Figura 4.3 reproduzem-se os esforços na extremidade da SSJ obtidos do artigo referido anteriormente [26] através de uma análise global do *riser* às ações gravíticas e das correntes.

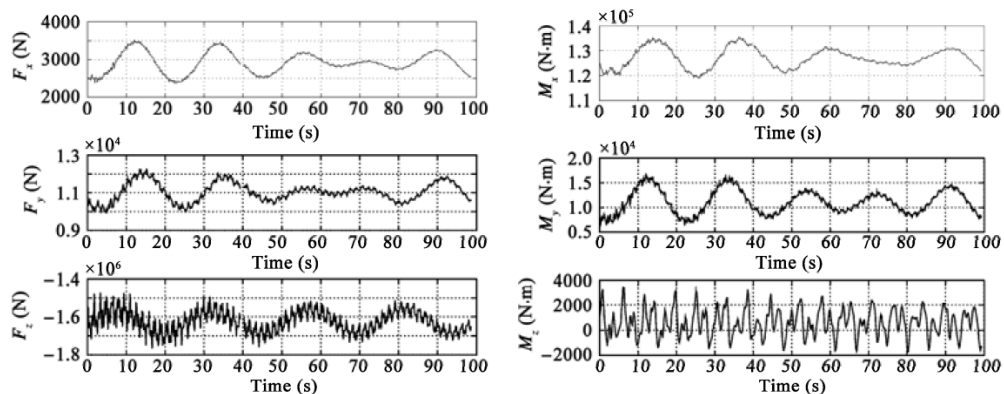
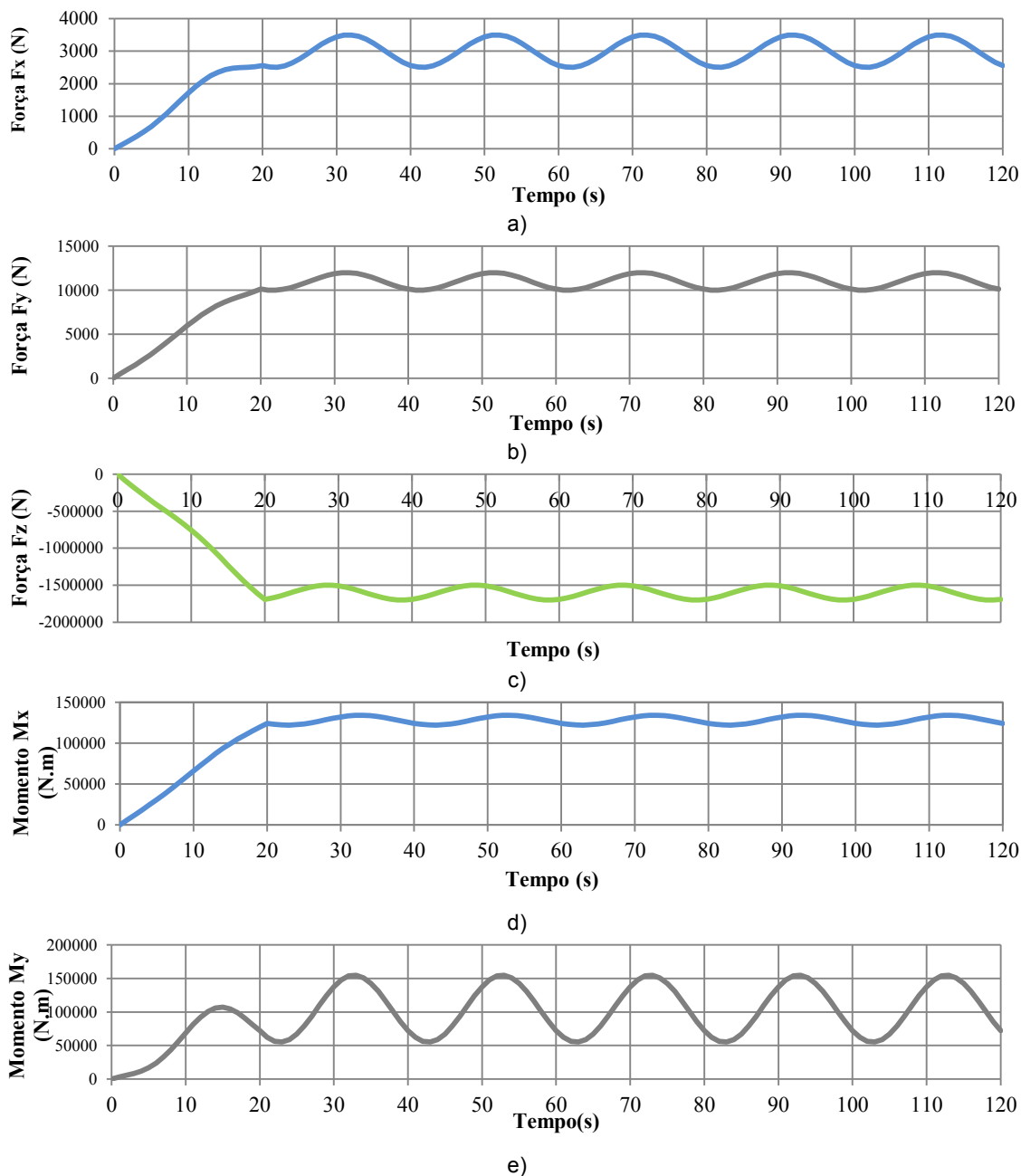


Figura 4.3 – Respostas no domínio do tempo num ponto selecionado no SCR obtidas por análise global do *riser* [26]

Estes esforços foram introduzidos no modelo local como forças de extremidade.

Não tendo sido especificadas quais as funções que originaram os gráficos da Figura 4.3, procedeu-se a uma aproximação dessas respostas. Os esforços representaram-se através de funções sinusoidais, com desenvolvimento compreendido entre os valores máximo e mínimo retirados do primeiro instante ou pico da Figura 4.3. Adotou-se para os primeiros vinte segundos uma reta com variação linear como forma de evitar uma aplicação brusca das ações. O intervalo de tempo apresentado corresponde apenas a 120 segundos. No entanto, para o cálculo da vida de fadiga (seção 4.4.4), assumiu-se que estas ações são aplicadas continuamente, para além dos 120 segundos.

As forças e momentos, segundo os eixos x, y e z, utilizados neste trabalho apresentam-se na Figura 4.4.



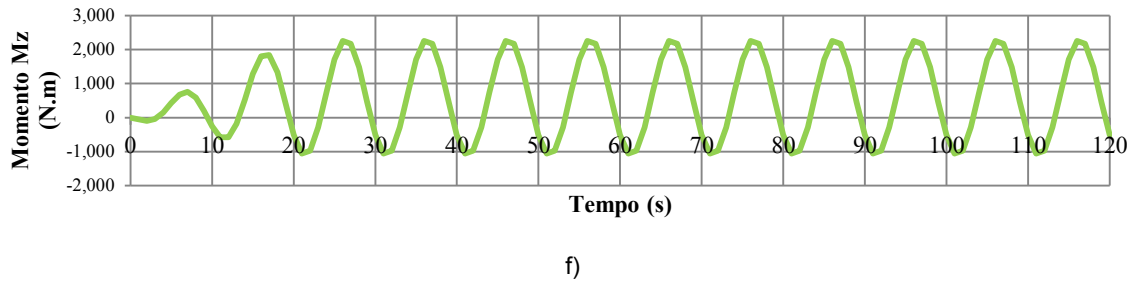


Figura 4.4 – Variação temporal da ação aplicada ao modelo numérico: a) Força horizontal F_x ; b) Força horizontal F_y ; c) Força vertical F_z ; d) Momento M_x ; e) Momento M_y ; f) Momento M_z .

A aplicação do carregamento foi possível através da criação de uma região rígida (*rigid link*), apresentada na Figura 4.5. O estabelecimento desta região consiste em agrupar conjuntos de nós através de elementos rígidos, fazendo com que estes sofram o mesmo deslocamento e rotação segundo os três graus de liberdade. Para tal, constituem-se elementos de massa nula, simulando uma rigidez infinita, sem que isso altere a distribuição de massa e as tensões aplicadas na estrutura. Deste modo, os *rigid links* consistem na escolha de um nó de referência central (*master node*) que irá condicionar os nós dependentes (*slave nodes*) impondo que estes apresentem o mesmo deslocamento e translação segundo os três graus de liberdade.

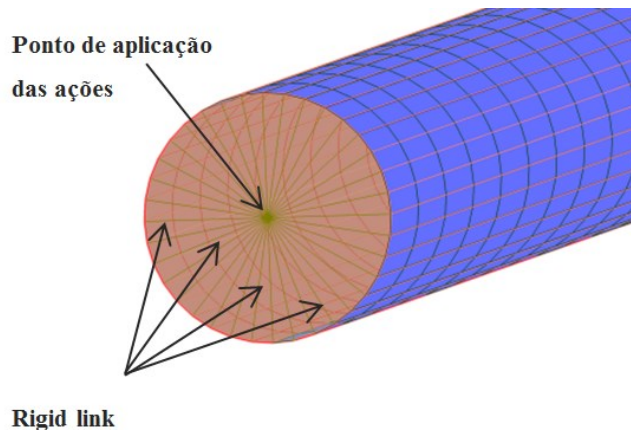


Figura 4.5 – *Rigid link*

Na realização do modelo numérico assumiu-se o encastramento no topo da estrutura e as cargas foram aplicadas na extremidade do *riser*, tal como se pode observar na Figura 4.6.

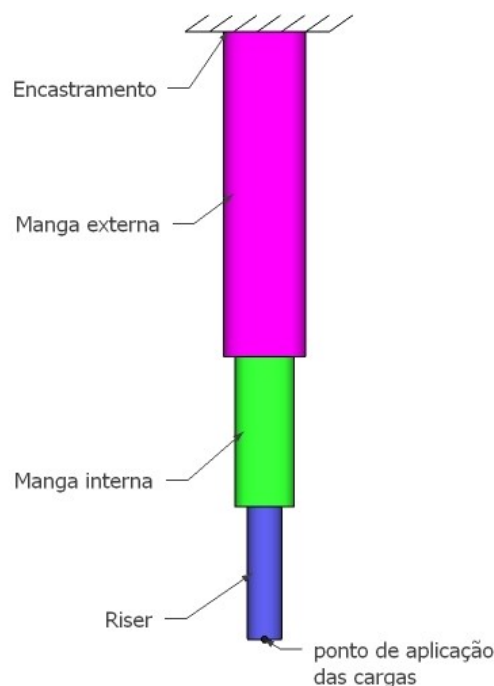


Figura 4.6 – Representação esquemática do modelo numérico da junta evidenciando o ponto de aplicação das cargas

4.2. MODELOS NUMÉRICOS DESENVOLVIDOS

4.2.1. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DE CASCA CONTÍNUO SEM ELEMENTOS DE CONTATO

O primeiro modelo desta estrutura foi desenvolvido no *software Autodesk Robot Structural Analysis* [84]. A escolha deste programa é justificada pelas potencialidades gráficas e de cálculo que este apresenta. No entanto, como o *software* em causa não permite a utilização de elementos de contato, numa fase inicial, a junta SSJ foi modelada assumindo tratar-se de um tubo rígido, constituído por três troços solidariamente ligados. Assim, nas zonas onde se verificava a existência de um contato por encaixe, simulou-se um único tubo com espessura igual à soma dos dois anteriores. Considerou-se ainda um diâmetro constante igual à média dos diâmetros apresentados no Quadro 4.1.

Assumir um valor médio para o diâmetro constante do modelo resultaria num aumento de 55,84% da massa global do modelo (aumento de 24380,6 Kg reais para 37995,8 Kg no modelo numérico). Posto isso, os esforços internos instalados devidos à ação dinâmica iriam aumentar significativamente. Como forma de evitar sobrestimar os esforços, optou-se por ajustar a densidade (Quadro 4.1) de cada troço da junta para que a massa total da estrutura se mantivesse igual à utilizada pelo autor [26].

Quadro 4.3 – Parâmetros geométricos do modelo I

	Riser	Manga interna	Manga externa
Diâmetro médio (m)		0.52	
Densidade (kg/m ³)	94,78	118,47	17,77
Massa total (kg)		1268	

Na Figura 4.7 apresenta-se o primeiro modelo desenvolvido, no qual se pode observar a discretização da malha de elementos finitos adotada, usando elementos de casca de quatro nós.

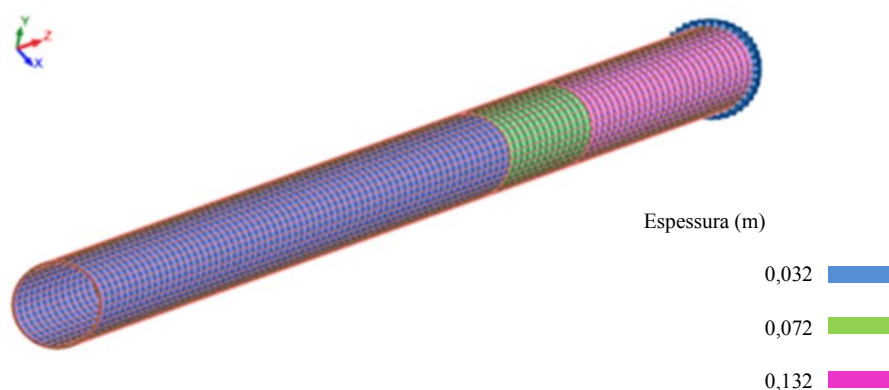


Figura 4.7 – Modelo numérico I

4.2.2. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DE CASCA COM ELEMENTOS DE CONTATO

O segundo modelo foi desenvolvido utilizando o *software* SOLVIA [85] que, ao contrário do software usado para primeiro modelo, permite a modelação das zonas de contato. Tal modelação faz-se recorrendo a elementos finitos especiais que permitem a atualização da matriz de rigidez através de um processo iterativo que possibilita o cálculo dos esforços e deslocamentos tendo em conta as forças de contato.

A modelação considerando elementos de contato só foi possível através de algumas simplificações devido ao facto de serem utilizados elementos finitos de casca. A natureza bidimensional destes elementos implica necessariamente um compromisso entre o rigor da geometria e a obtenção de resultados realistas. Isto é, se os afastamentos entre o *riser* e as mangas forem simulados com as dimensões reais (5 mm), tal implica que os diâmetros tenham valores errados. Por outro lado, caso os diâmetros sejam simulados corretamente, os afastamentos entre eles serão mal simulados.

Neste contexto, optou-se por uma solução de compromisso, na qual se privilegiou a correta simulação da área do tubo interior (*riser*). A escolha desta solução deveu-se a diversas razões: ao facto da força de tração (F_z) ser consideravelmente superior às restantes forças e ser maioritariamente absorvida pelo *riser* e ainda, porque o elemento condicionante quanto à resistência à fadiga é o *riser* [26].

Há que referir ainda a importância da simulação das inércias de todos os tubos, pois os momentos são absorvidos pelos três elementos. Optou-se também pela redução da densidade dos tubos exteriores para simular corretamente a massa destes elementos.

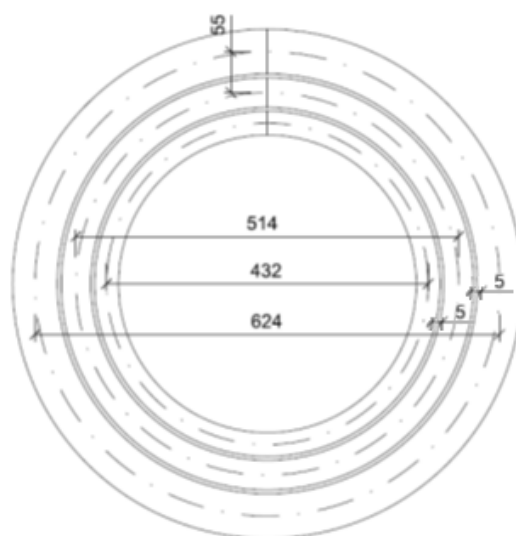
Tendo em conta os aspetos considerados, o erro estará apenas na rigidez axial dos tubos exteriores (*inner sleeve* e *outer sleeve*).

No Quadro 4.4 apresentam-se as características geométricas alteradas da junta.

Quadro 4.4 – Características geométricas alteradas da junta

Parâmetro / elemento	Riser	Manga interna	Manga externa
Diâmetro médio alterado (m)	0,432	0,442	0,452
Espessura alterada (m)	0,032	0,06209	0,1445
Inércia real (m^4)	0,0010187	0,002146008	0,00577779
Área real (m^2)	0,0434294	0,064591145	0,117621229
Inércia alterada (m^4)	0,0010187	0,002147014	0,005775694
Área alterada (m^2)	0,0434294	0,086217178	0,205189983
Proporção da inércia face ao real	100,0%	100,0%	100,0%
Proporção da área face ao real	100,0%	133,5%	174,4%
Redução da densidade %	100,0%	74,9%	57,3%
Material	Aço1	Aço2	Aço3

Na Figura 4.8 apresenta-se esquematicamente a geometria real e adotada para o presente modelo.



a)

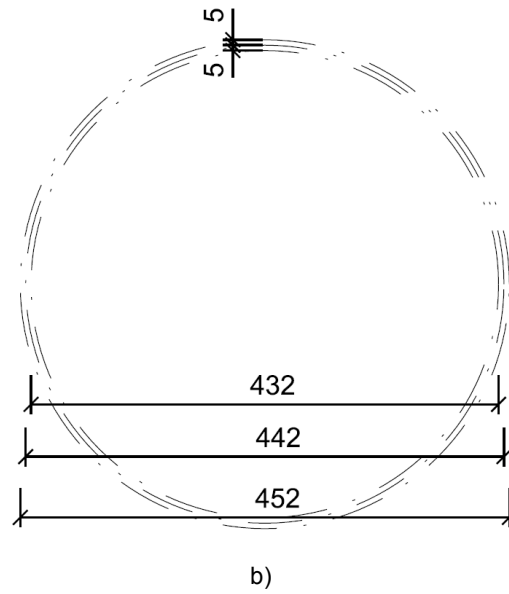
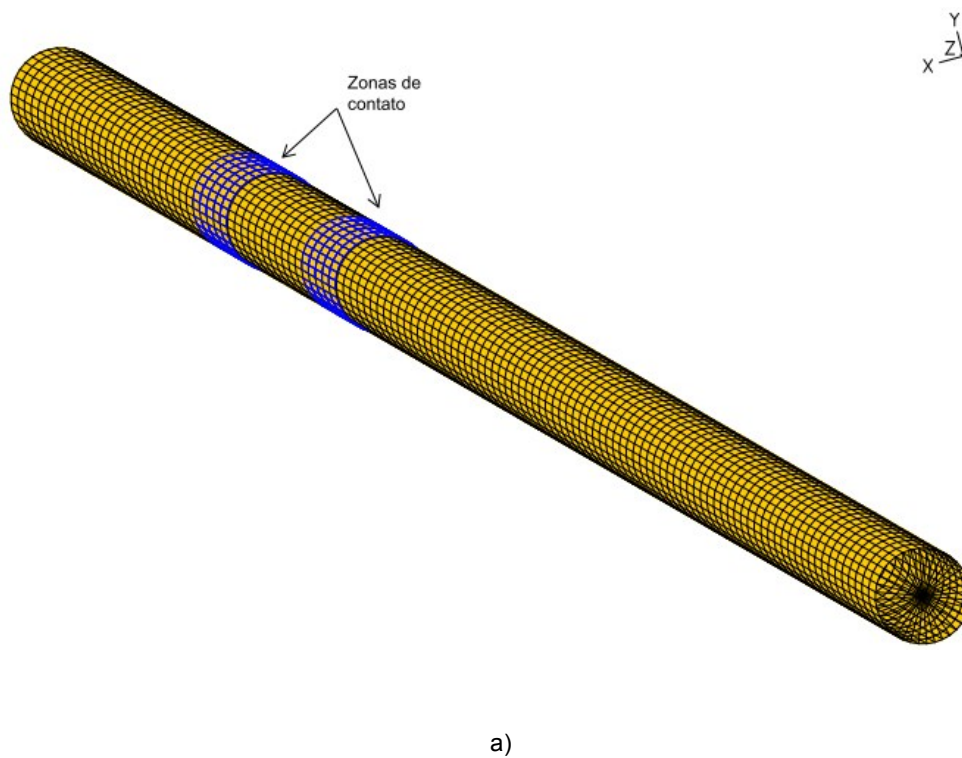


Figura 4.8 – Geometria da SSJ: a) corte transversal com geometria real (em mm); b) corte transversal com diâmetros alterados (em mm) para o modelo com elementos de contato.

Na Figura 4.9 apresenta-se a geometria do modelo II, onde é possível observar as zonas de contato referidas anteriormente.



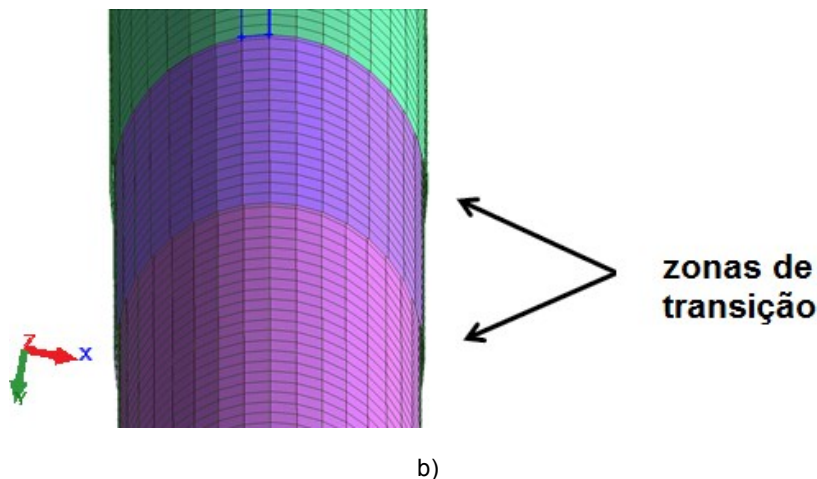


Figura 4.9 – Geometria do modelo II: a) Vista geral do modelo b) Detalhe das zonas de transição do modelo.

As condições de fronteira e as cargas aplicadas neste modelo são iguais às descritas no ponto 4.2.1. Foram também empregues *rigid links* para a aplicação da carga à estrutura.

4.3. RESULTADOS DA ANÁLISE DINÂMICA

4.3.1. MODELO NUMÉRICO I

4.3.1.1. Modos de vibração

Tendo como objetivo a análise de fadiga, realizou-se uma análise dinâmica por sobreposição modal, na qual se incluiu o contributo de modos até uma frequência máxima de 31,34 Hz e na integração da equação do movimento utilizou-se o método de Newmark com um passo de integração dado por:

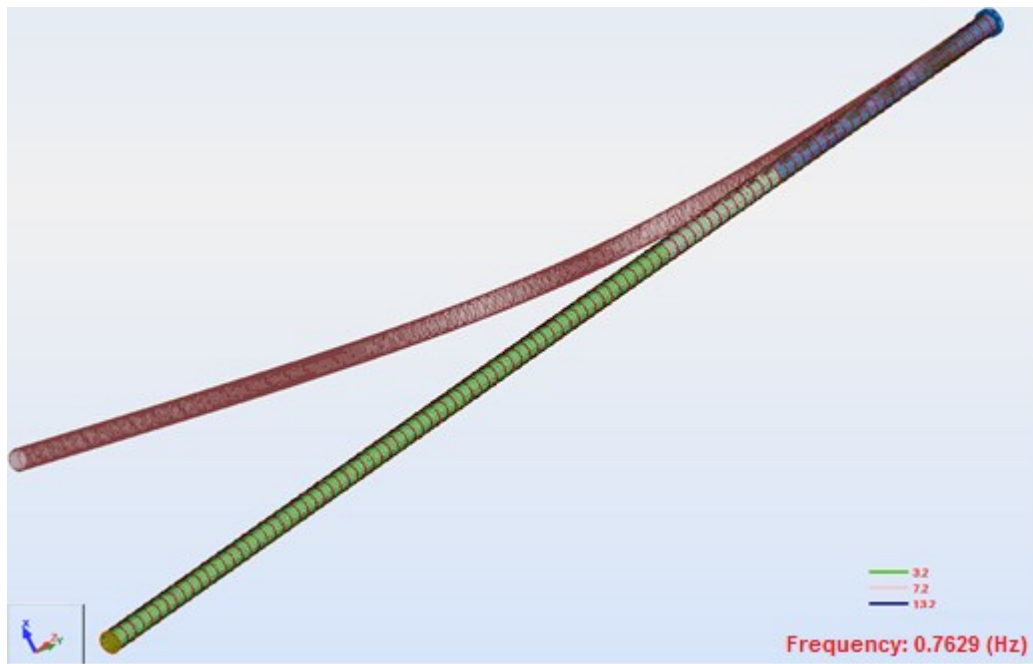
$$\Delta t(s) = \frac{1}{8f_{m\acute{a}x}} = 0,0052 \text{ seg} \quad (4.1)$$

Na expressão (4.1) Δt representa o passo de integração e $f_{m\acute{a}x}$ a frequência máxima a considerar no cálculo. Esta expressão, recomendada na EN1990 (Anexo A2) [86], permite descrever com rigor o contributo dos modos de vibração com frequências até $f_{m\acute{a}x}$.

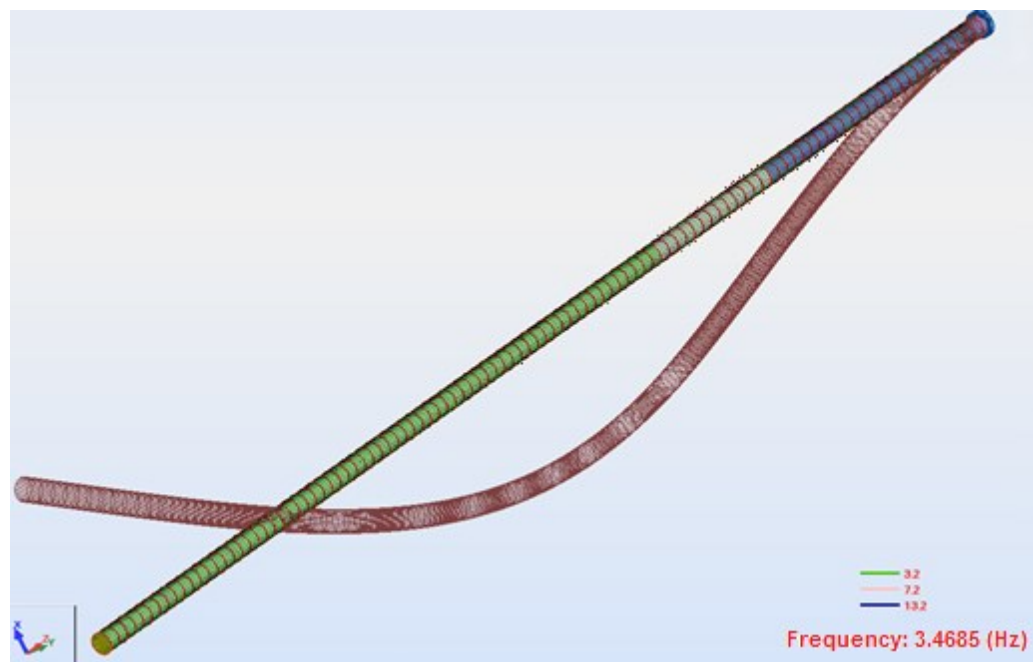
Assim, a análise dinâmica efetua-se recorrendo ao *software Autodesk Robot Structural Analysis* [84]. Este obtém N equações diferenciais correspondentes a osciladores de 1 grau de liberdade para os quarenta modos de vibração considerados que, em seguida, são resolvidas através do método de integração referido, obtendo-se os deslocamentos, velocidades e acelerações em função do tempo.

Na presente análise, considerou-se um amortecimento de 0,5 % à semelhança do que se costuma adoptar para estruturas metálicas. Na pesquisa bibliográfica realizada não se encontraram valores recomendados para o amortecimento de juntas de tensão e também não se dispunha de dados que permitissem simular corretamente este efeito.

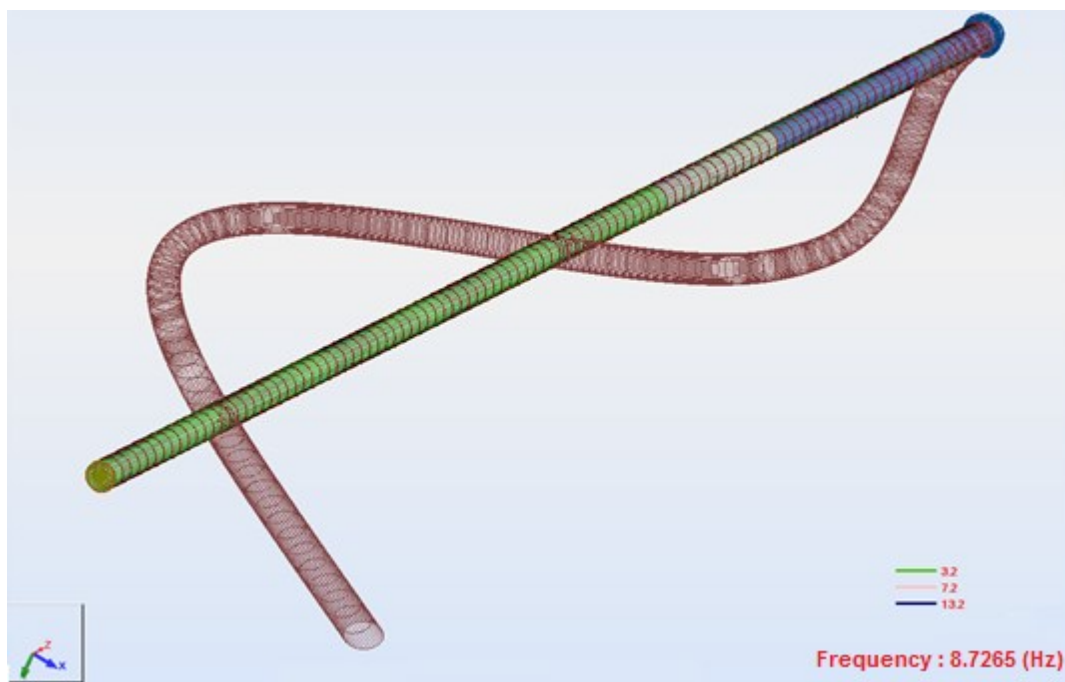
Apresentam-se na Figura 4.10 alguns modos de vibração da estrutura e sumariza-se no Quadro 4.5 as correspondentes frequências naturais.



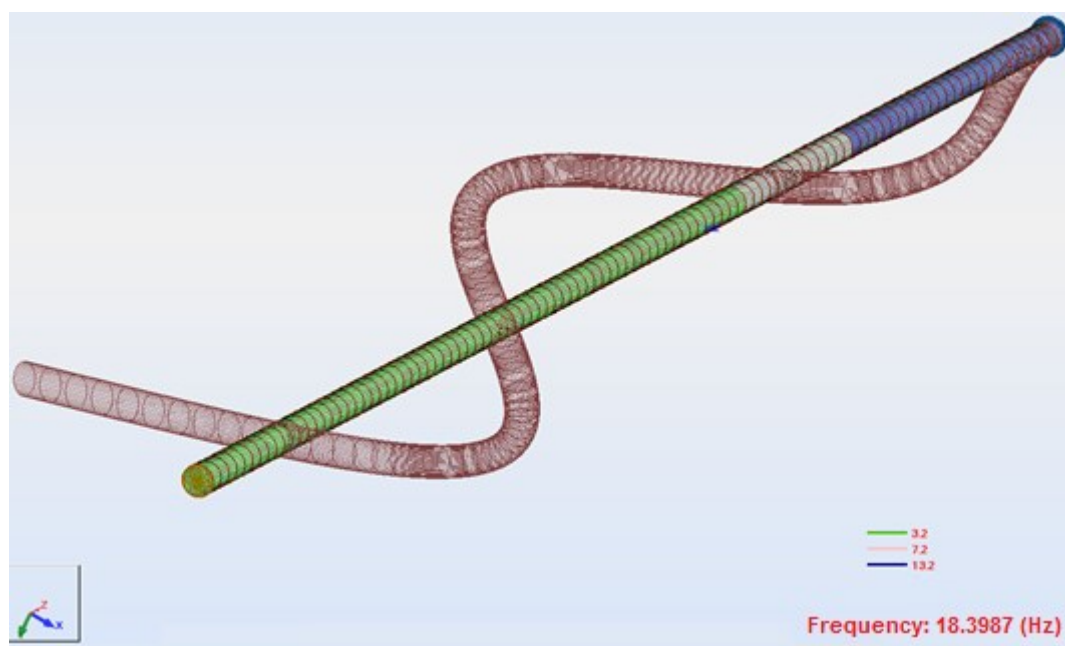
a)



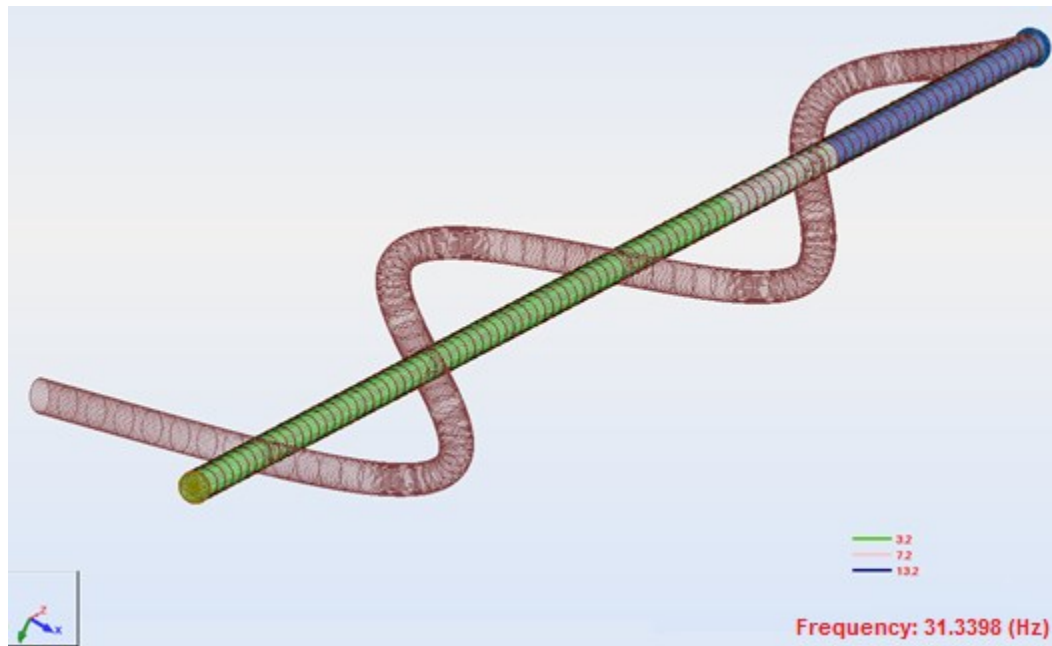
b)



c)



d)



e)

Figura 4.10 – Modos de vibração da SSJ (Modelo I): a) primeiro modo de vibração de flexão ; b) segundo modo de vibração de flexão; c) terceiro modo de vibração de flexão; d) quarto modo de vibração de flexão; e) quinto modo de vibração de flexão

Quadro 4.5 – Frequências naturais correspondentes aos modos de vibração

Modo de vibração	Frequência natural (Hz)
1º	0,76
2º	3,47
3º	8,73
4º	18,40
5º	31,34

Analisando a Figura 4.10, verifica-se que as primeiras frequências próprias desta estrutura têm um valor reduzido. Estas frequências serão, em princípio, as mais importantes para a obtenção da resposta dinâmica, o que possibilita a utilização de passos de integração relativamente elevados, reduzindo substancialmente o tempo de cálculo.

4.3.1.2. Mapa de tensões de Von Mises

O estado de tensão neste tipo de estrutura sujeita a este tipo de esforços é, habitualmente, multiaxial. A análise de fadiga em materiais sujeitos a estados de tensão multiaxiais tem associadas metodologias de cálculo mais complexas, como a metodologia do plano crítico (*critical plane approach* [88]) que utiliza, implicitamente, o critério de rotura de Von Mises.

No entanto, por simplificação, optou-se por assumir um comportamento uniaxial, viabilizando assim a metodologia das curvas S-N.

Na Figura 4.11 apresenta-se o mapa de tensões de Von Mises para o instante em que ocorre a tensão máxima, onde é possível observar o ponto onde as tensões são máximas (nó 81). Este ponto encontra-se localizado no *riser*, na zona de transição com a manga interna.

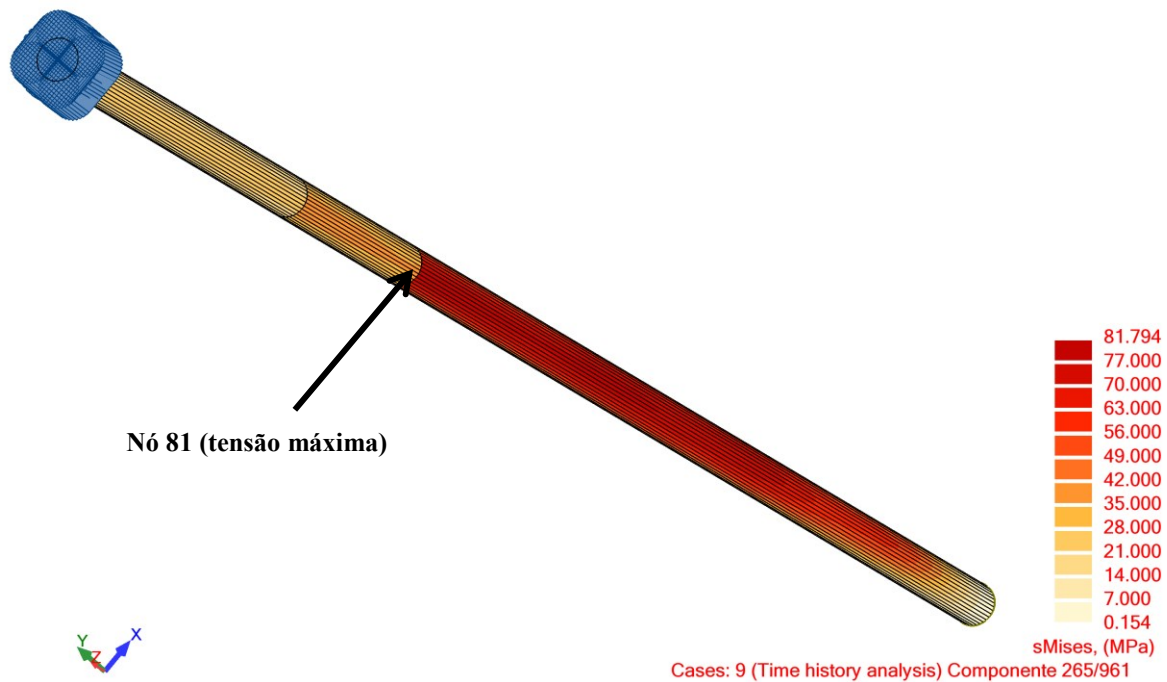


Figura 4.11 – Mapa das tensões de Von Mises com localização do nó com tensão máxima (nó 81)

4.3.1.3. Registos temporais de tensões para pontos em localizações relevantes

Na Figura 4.12 apresenta-se a variação temporal das tensões paralelas ao eixo longitudinal do *riser*, para o nó 81 representado anteriormente.

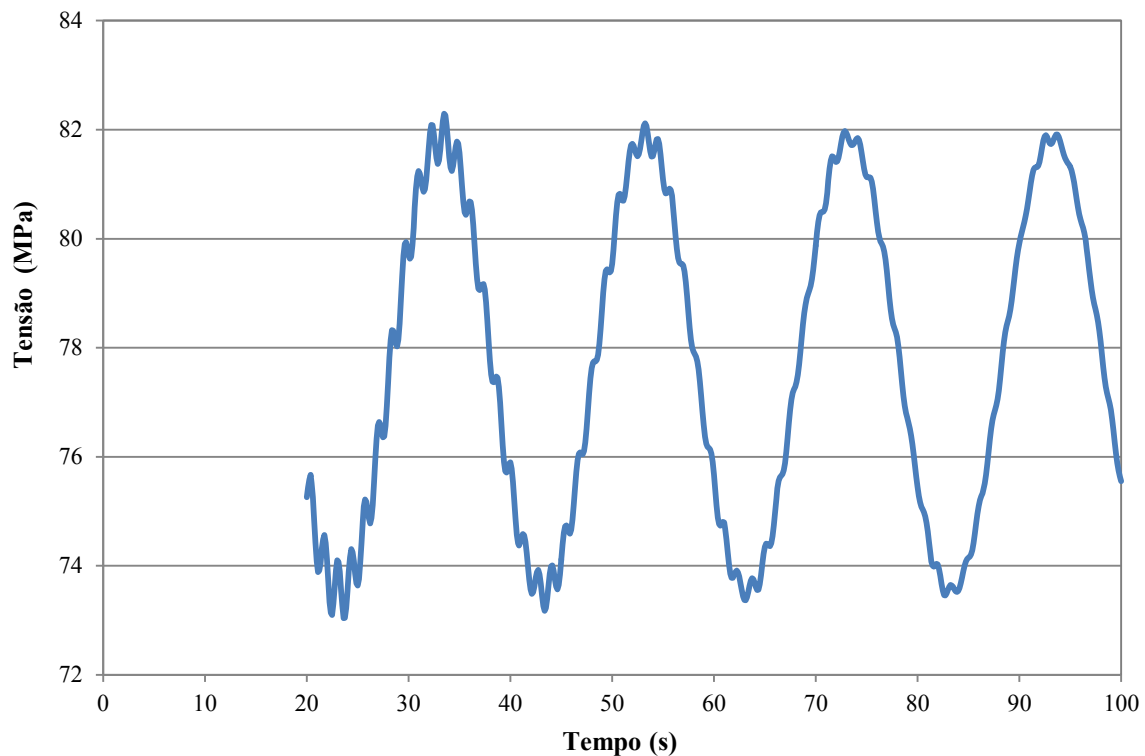


Figura 4.12 – Resposta da estrutura em termos de tensões segundo XX no nó 81

Na Figura 4.12 pode-se observar ciclos com tensão máxima correspondente a cerca de 18 % da tensão de cedência. Verifica-se ainda a existência de uma tensão média de tração igual a 76,4 MPa que terá efeito prejudicial na resistência à fadiga desta estrutura.

Devido à aplicação gradual da ação sinusoidal, referida no ponto 4.1.2, a estrutura entra em vibração livre na sua frequência natural, verificando-se uma resposta na sua frequência própria cuja amplitude é relativamente baixa e que atenua com o tempo. A parcela da resposta à ação sinusoidal encontra-se situada entre os 20 e 100 segundos, intervalo segundo o qual deverá incidir o estudo da fadiga.

4.3.2. MODELO NUMÉRICO II

4.3.2.1. Mapa de tensões de Von Mises

Na Figura 4.13 apresenta-se o mapa de tensões segundo o critério de Von Mises no instante em que a tensão é máxima obtida para o modelo numérico realizado com o *software* SOLVIA [85]. Neste mapa é possível observar-se a configuração deformada da estrutura e a localização das tensões máximas.

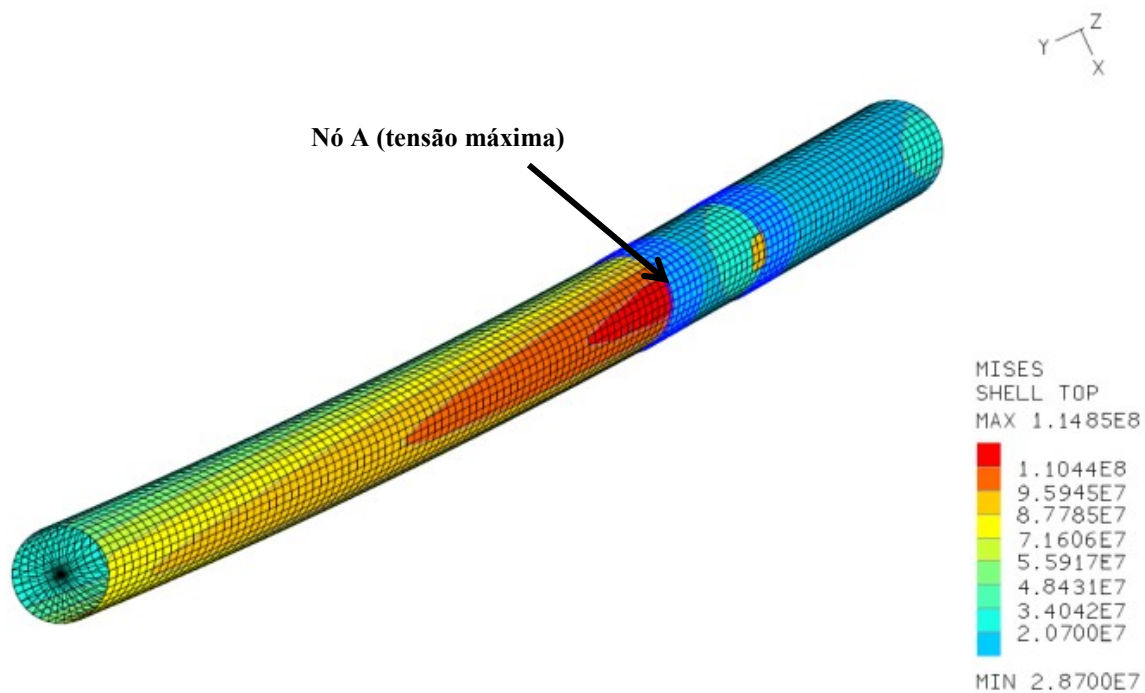


Figura 4.13 – Mapa das tensões de Von Mises com localização do nó com tensões máximas (nó A)

Analisando os mapas de tensão obtidos para o modelo I (Figura 4.11) e para o modelo II (Figura 4.13) verifica-se que a localização do nó onde a tensão é máxima é igual para ambos os modelos, isto é, o nó A e o nó 81 são nós homólogos. Em ambos os modelos a tensão máxima situa-se entre a manga interna e o *riser* e, de um modo geral, os mapas de tensões apresentados para os dois modelos são semelhantes.

Na Figura 4.14 apresenta-se uma vista parcial do mapa de tensões segundo o critério de Von Mises na zona dos elementos de contato. Como exemplo, encontram-se também representadas as forças de contato que se desenvolveram no instante $t = 15,4$ s.

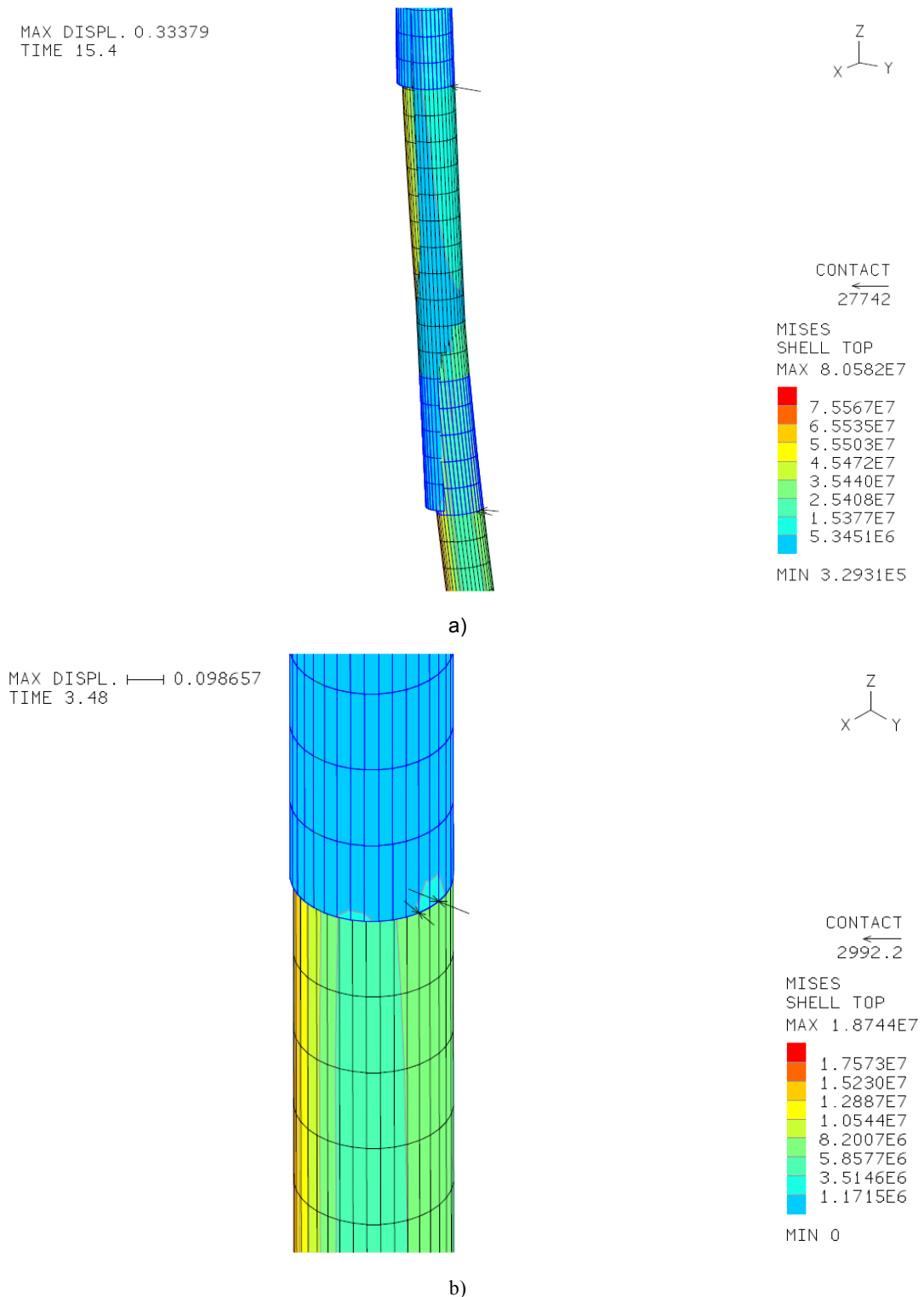


Figura 4.14 – Mapa das tensões de Von Mises com a representação das forças de contato: a) Vista local das duas zonas de contato; b) Vista local da zona de contato entre o *riser* e a manga interna

Idealmente, as zonas de contato encontrar-se-iam estabelecidas ao longo de toda a extensão da manga interna e da manga externa, isto é, nos locais de contato potencial com o *riser*. No entanto, o custo computacional desta modelação revelou-se demasiado elevado. Como simplificação, optou-se por

considerar as superfícies de contato apenas nas extremidades das duas mangas, com uma extensão de 1,25 metros (Figura 4.9a)). A escolha destas zonas deveu-se ao facto de o contato surgir frequentemente nestes locais e porque o dano por fadiga é mais elevado nos nós do *riser* em contato com a extremidade da manga interna.

Na Figura 4.15 representa-se esquematicamente a diferença entre as zonas de contato consideradas neste estudo e por Zeng, [26].

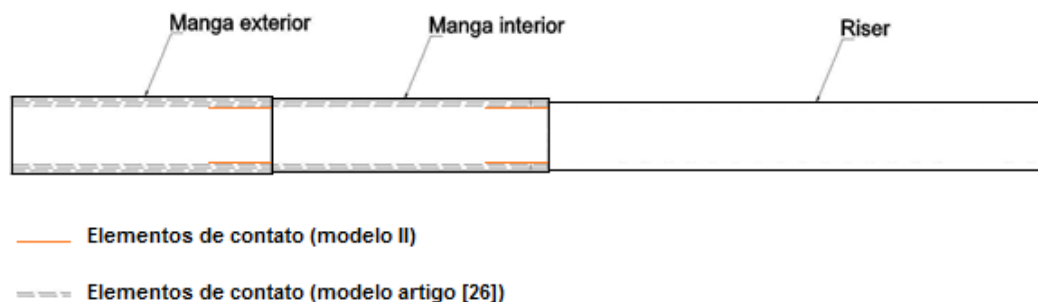


Figura 4.15 – Zonas de contato consideradas no modelo II e no modelo desenvolvido por Zeng, [26]

4.3.2.2. Registos temporais de tensões para pontos em localizações relevantes

Efetuiu-se uma análise dinâmica com integração direta das equações de movimento, recorrendo ao método de Newmark com um passo de integração igual a $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$.

Na Figura 4.16 apresenta-se a variação temporal das tensões para o elemento finito com tensões máximas representado na Figura 4.13.

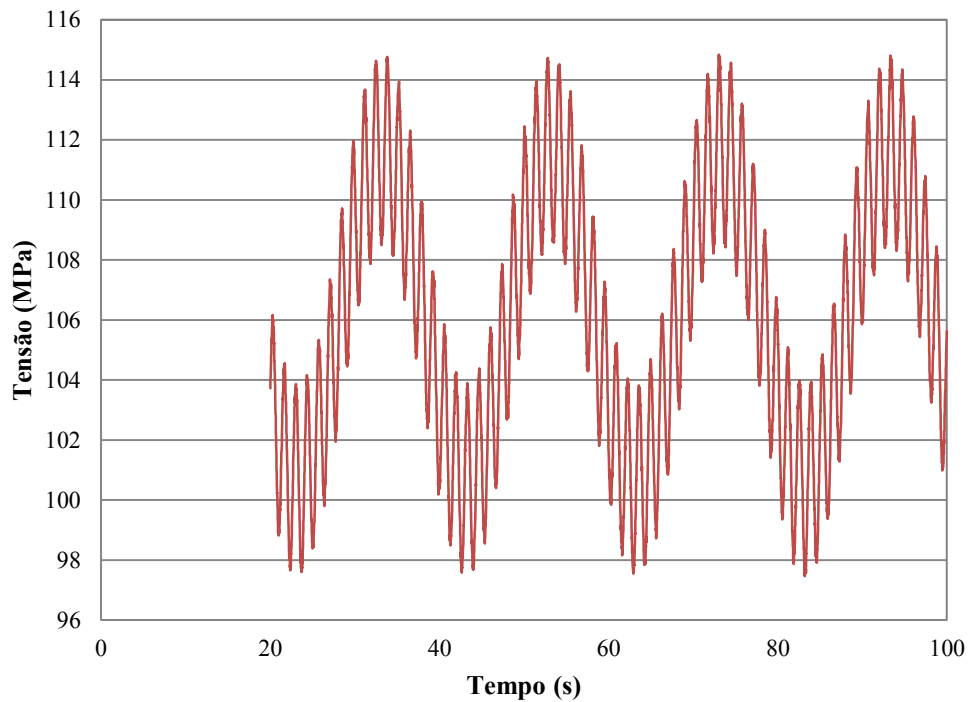


Figura 4.16 – Resposta da estrutura em termos de tensões (paralelas ao eixo longitudinal do *riser*) no ponto onde se verifica a tensão máxima (ponto A)

Nesta figura pode-se observar um número elevado de ciclos com tensão máxima correspondente a cerca de 23 % da tensão de cedência. Verifica-se ainda a existência de uma tensão média de tração igual 104,5 MPa que terá algum efeito prejudicial na resistência à fadiga desta estrutura.

4.3.3. ANÁLISE COMPARATIVA

4.3.3.1. Comparação entre resultados dos modelos numéricos

Na Figura 4.17 sobrepõe-se a variação temporal de tensões nos pontos de maior tensão dos modelos I e II, possibilitando assim uma análise comparativa.

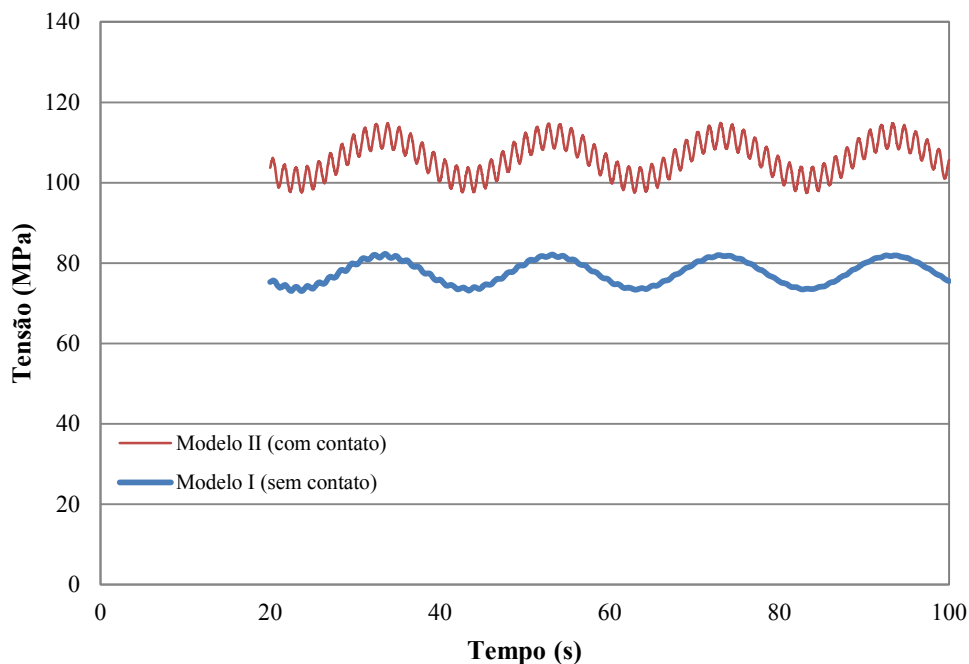


Figura 4.17 – Comparação entre tensões nos pontos de tensão máxima (nó 81 - modelo I e nó A – modelo II)

Analisando a Figura 4.17, conclui-se que os resultados obtidos são coerentes do ponto de vista da ordem de grandeza, apesar de as tensões obtidas para o modelo II serem superiores às que se obtêm através do modelo I. Consequentemente, a tensão média da resposta do modelo II (104,5 MPa) é consideravelmente superior àquela que se verifica para modelo I (76,4 MPa).

A frequência da resposta obtida após análise dos dois modelos é semelhante, verificando-se no entanto que o segundo modelo apresenta uma resposta caracterizada por uma frequência mais elevada. A lei temporal obtida com o modelo II denota ainda a presença de um maior número de ciclos verificando-se que, em torno da frequência principal, se observam pequenas vibrações.

4.3.3.2. Comparação com os resultados do artigo de [26]

Na Figura 4.18 reproduz-se o mapa de tensões instaladas na junta de tensão obtido na referência [26].

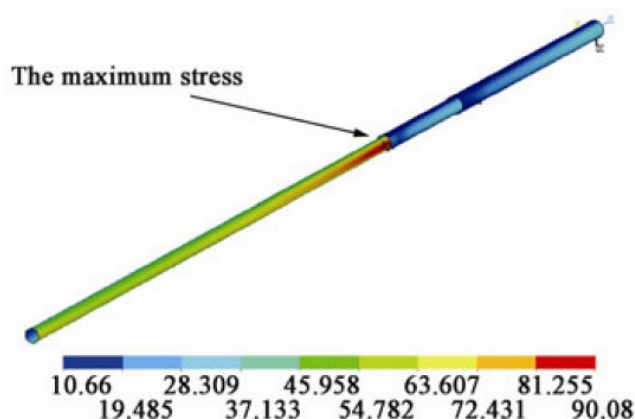


Figura 4.18 – Mapa das tensões com localização do nó com tensões máximas [26]

Comparando os resultados apresentados na Figura 4.11 e Figura 4.18, verifica-se que, de um modo geral, o padrão das tensões calculadas com o modelo I é coerente com o obtido por Zheng, [26]. No primeiro modelo obteve-se um valor máximo para a tensão de 82,3 MPa enquanto o valor da tensão máxima obtida no artigo acima referido é de 90,08 MPa.

Perante os resultados, conclui-se que as tensões obtidas para o modelo I são da mesma ordem de grandeza das calculadas na referência [26]. A referida constatação aumenta a confiança nos cálculos efetuados visto ter-se verificado não existir nenhum erro grosseiro na modelação numérica realizada.

A diferença de tensões poderá estar relacionada com o facto de, no modelo I, se ter considerado uma continuidade entre o *riser* e as mangas. Isto é, ter-se desconsiderado a existência de superfícies de contato.

Há que referir que a tensão máxima obtida é bastante inferior à tensão de cedência do material (450 MPa). Conclui-se que a rotura poderá então ser verificada devido à existência de fenómenos de fadiga e não de falha do material.

Nas Figuras 4.19 e 4.20 apresenta-se a variação das tensões ao longo do comprimento do *riser* para o modelo I desenvolvido neste trabalho e para o modelo desenvolvido em [26] respetivamente.

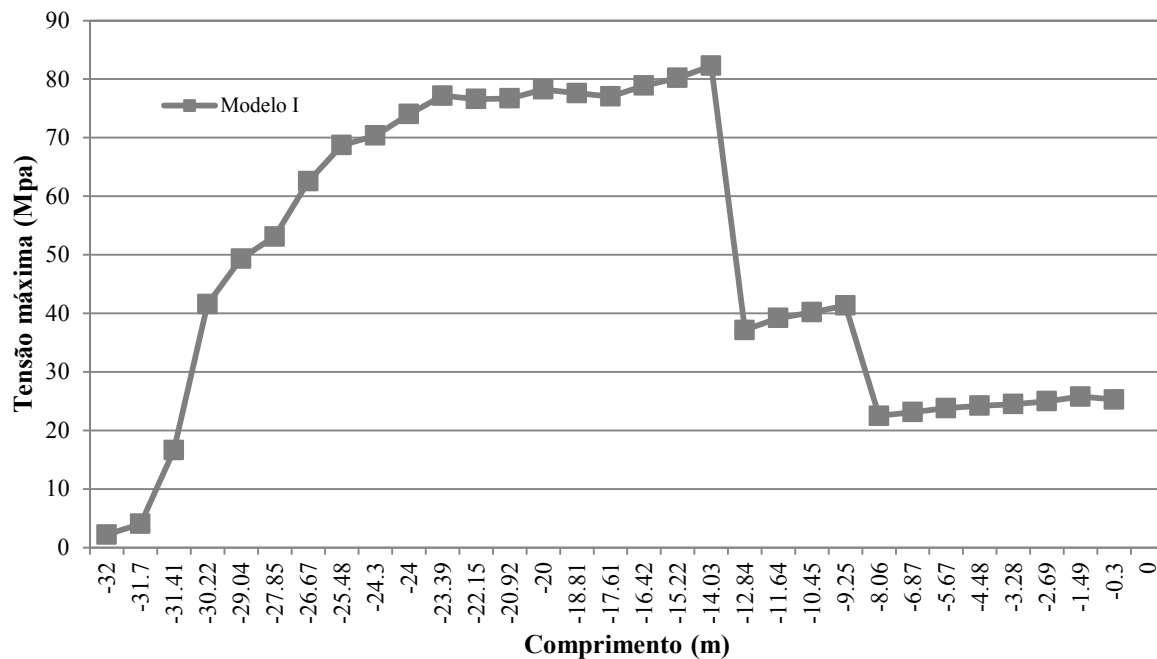


Figura 4.19 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I

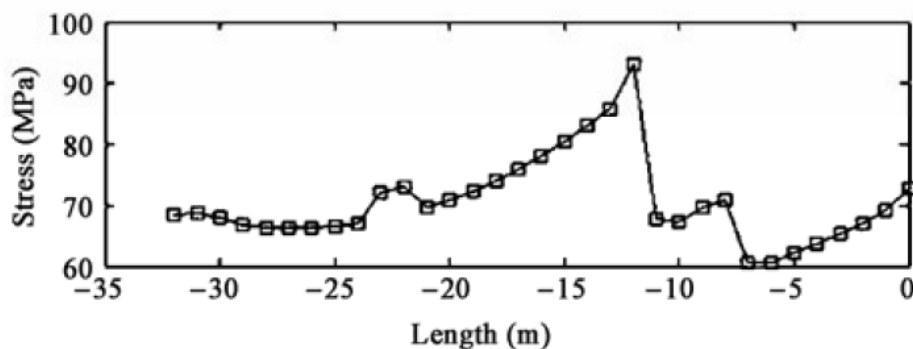


Figura 4.20 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta [26]

Observando a Figura 4.19 e Figura 4.20 conclui-se que as tensões máximas se encontram praticamente nas mesmas zonas. Verifica-se ainda uma variação mais acentuada quando se transita da manga externa para a interna e da manga interna para o *riser*.

Relativamente ao modelo II e pela análise da Figura 4.13 verifica-se que, de um modo geral, o padrão das tensões calculadas com este modelo é coerente com o obtido por Zheng, [26].

Nas Figura 4.21 apresenta-se a variação das tensões ao longo do comprimento do *riser* para o modelo II desenvolvido neste trabalho.

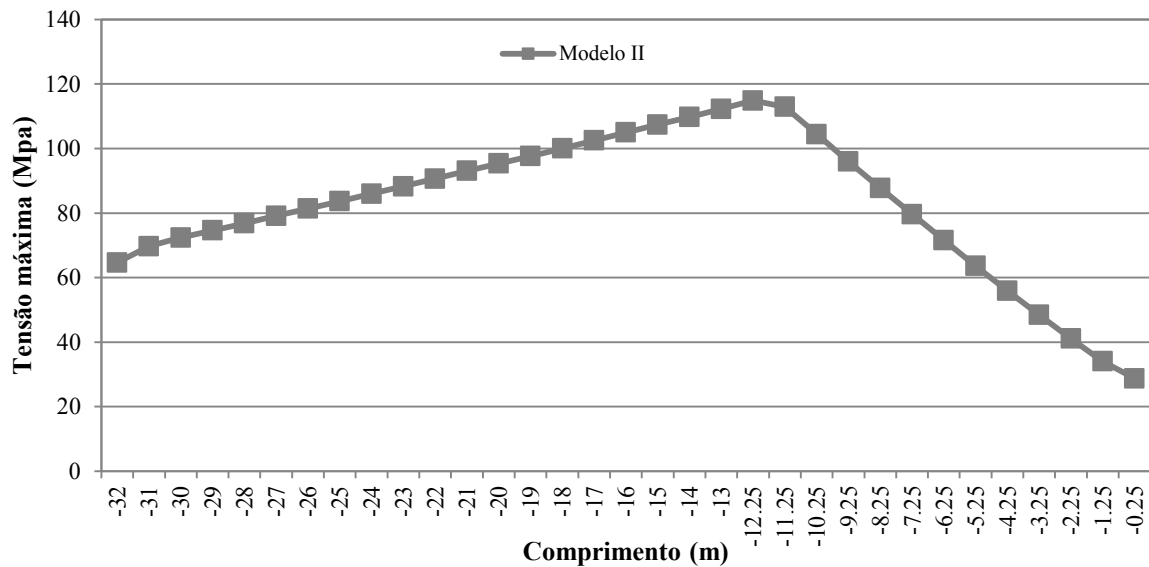


Figura 4.21 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II

Através da análise da Figura 4.21 observa-se que o valor da tensão máxima obtida através deste modelo é igual a 114,8 MPa. Este valor corresponde a um acréscimo de 26 % relativamente ao valor obtido por Zheng [26].

Na verdade, esperava-se uma maior proximidade entre o modelo II e o modelo apresentado pelo autor do artigo [26]. Apesar da consideração de elementos de contato no modelo II, os resultados da análise deste afastaram-se do esperado. Verifica-se um aumento gradual de tensão até a um valor máximo observado na zona de transição entre a manga interna e o *riser*. Este valor sofre um decréscimo gradual ao longo do restante comprimento da junta.

4.4. RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA

4.4.1. ESCOLHA DA CURVA S-N

Segundo o DNV-OS-F201 (norma norueguesa na qual são feitas recomendações de projeto para *risers* rígidos metálicos sujeitos a carregamentos dinâmicos) [1], a análise de conectores e componentes estruturais de *risers* deve ser conduzida segundo as recomendações do regulamento ISO/CD 13628-7 (norma internacional que regula a conceção e operação de sistemas de produção submarinos, nomeadamente, para indústrias de petróleo e gás natural) [87].

A junta do tipo SSJ, apresentada em 1.5.6, insere-se na categoria de materiais não soldados. Posto isto, a curva B1 apresentada na Figura 4.22 pode ser empregue para o estudo de fadiga. O uso desta curva implica apenas que o material seja tratado de forma a evitar a existência de imperfeições.

Os parâmetros relativos à curva B1 apresentam-se no Quadro 4.6.

Quadro 4.6 – Parâmetros da curva B1 [75]

Curva S-N	N < 10 ⁶ ciclos		N < 10 ⁶ ciclos	Limite a Fadiga em 10 ⁷ ciclos
	m ₁	log a ₁	Log a ₂	
B1	m ₁	log a ₁	m ₂ = 5,0	
	4,0	14,917	17,146	106,97

A curva apresentada na Figura 4.22 pode também ser empregue, dado que a junta de tensão analisada é composta por um aço de elevada resistência (com uma tensão de cedência superior a 500 MPa) não soldado. A equação (4.2), cuja fórmula geral foi apresentada no Capítulo 3 na expressão (3.11), traduz a curva apresentada na Figura 4.22.

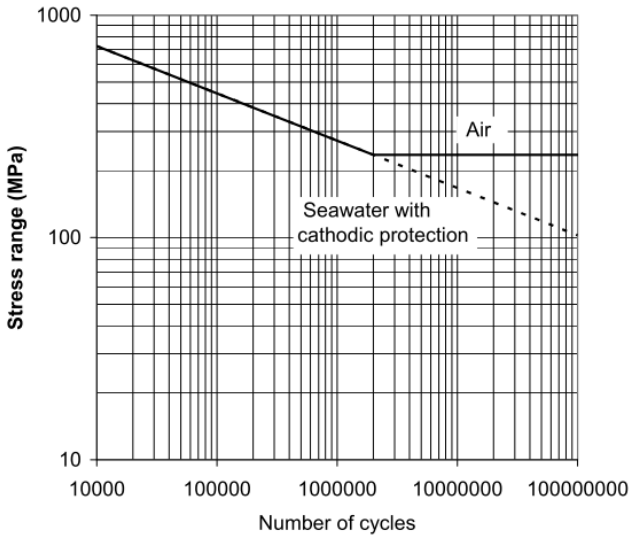


Figura 4.22 – Curvas S-N para aço de alta resistência [75]

$$\log N = 17,446 - 4,70 \log(S) \tag{4.2}$$

4.4.2. RELAÇÃO ENTRE AS CURVAS S-N FORNECIDAS PELO EC3 E PELO DNV

Segundo o DNV-RP-C203 [75], existe uma correspondência entre as curvas aí apresentadas e aquelas que são fornecidas pelo Eurocódigo 3 [73]. Esta relação, apenas válida para um número de ciclos inferior a 5.106 no Eurocódigo 3, é apresentada no Quadro 4.7.

Quadro 4.7 – Correspondência entre as curvas S-N [75]

DNV	Eurocódigo 3
Classes de resistência	
B1	160
B2	140
C	125
C1	112
C2	100
D	90
E	80
F	71
F1	63
F3	56
G	50
W1	45
W2	40
W3	36
T	-

Tendo em consideração esta correspondência, pode adotar-se a curva 160, representada na Figura 3.11, para o estudo de análise de fadiga estrutural de uma *Sleeve Stress Joint*.

4.4.3. ANÁLISE DE SENSIBILIDADE À TENSÃO MÉDIA

A análise de sensibilidade fez-se tendo em consideração a tensão média extraída das séries temporais de tensões obtidas através do modelo I e recorrendo ao uso da curva referida na Figura 4.22. Esta procura demonstrar o efeito da influência da tensão média na análise da fadiga, descrito no ponto 3.4.3.

Adotando diferentes valores de tensão média (σ_{med}) e uma tensão de cedência (σ_R) igual a 500 MPa obteve-se, através do critério de Goodman referido em 3.4.3, um conjunto de valores de amplitude de tensão modificados. Os resultados apresentam-se na Figura 4.23, onde se pode observar a variação das curvas S-N para diferentes valores de tensão média.

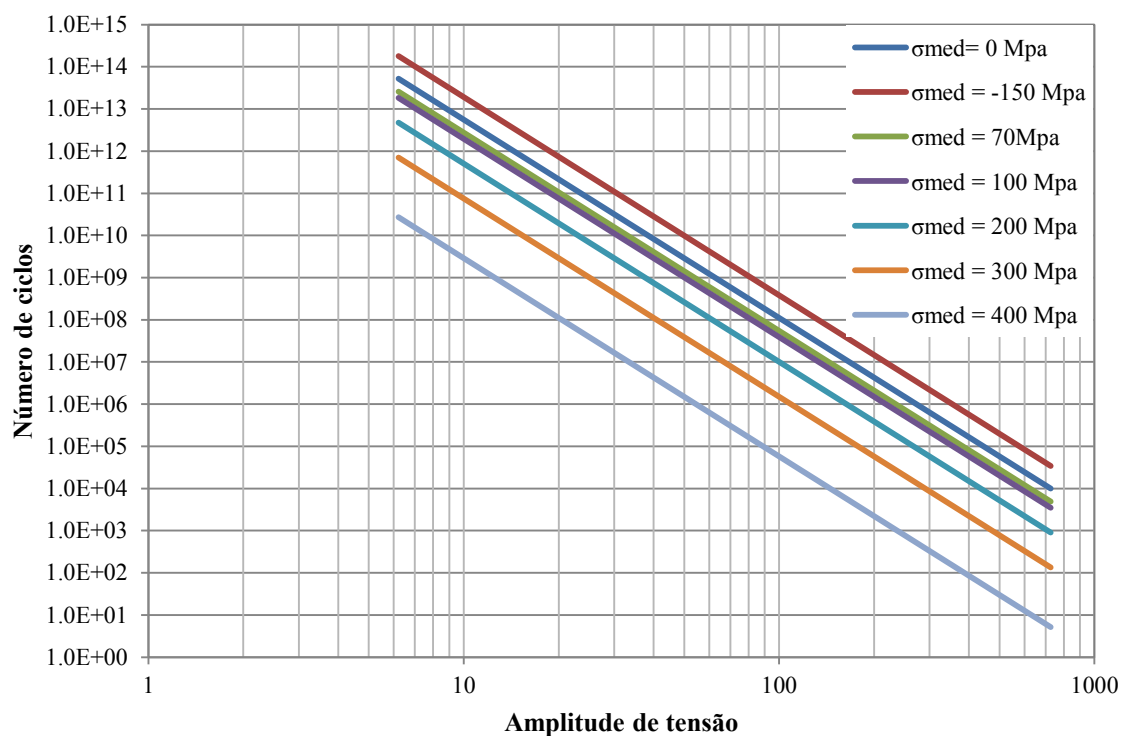


Figura 4.23 – Análise de sensibilidade do efeito da tensão média na curva S-N

Tal como seria de esperar, tensões médias de tração diminuem a resistência à fadiga, o que implica uma redução do número de ciclos até à rotura para uma mesma amplitude de tensão. A título de exemplo, dada uma amplitude igual a 110 MPa na curva com tensão média igual a 100 MPa obtém-se 1×10^6 ciclos até à rotura. Aumentando a tensão média para 400 MPa, o número de ciclos até à rotura reduz para cerca de 1×10^3 , o que corresponde a uma redução de 99,9% da resistência. Por outro lado, uma tensão média de compressão aumenta a resistência à fadiga. Por exemplo, para a mesma amplitude de tensão 110 MPa, obtém-se cerca de 1×10^7 ciclos com uma tensão média de -150 MPa (compressão). Este valor corresponde a um aumento de 100% face à tensão média de $\sigma_{med} = 100$ MPa (tração).

Na Figura 4.24 apresentam-se diferentes variações de tensão no tempo, obtidas através dos resultados apresentados na Figura 4.12. Alterou-se a tensão média deste registo para avaliar o efeito no dano por fadiga.

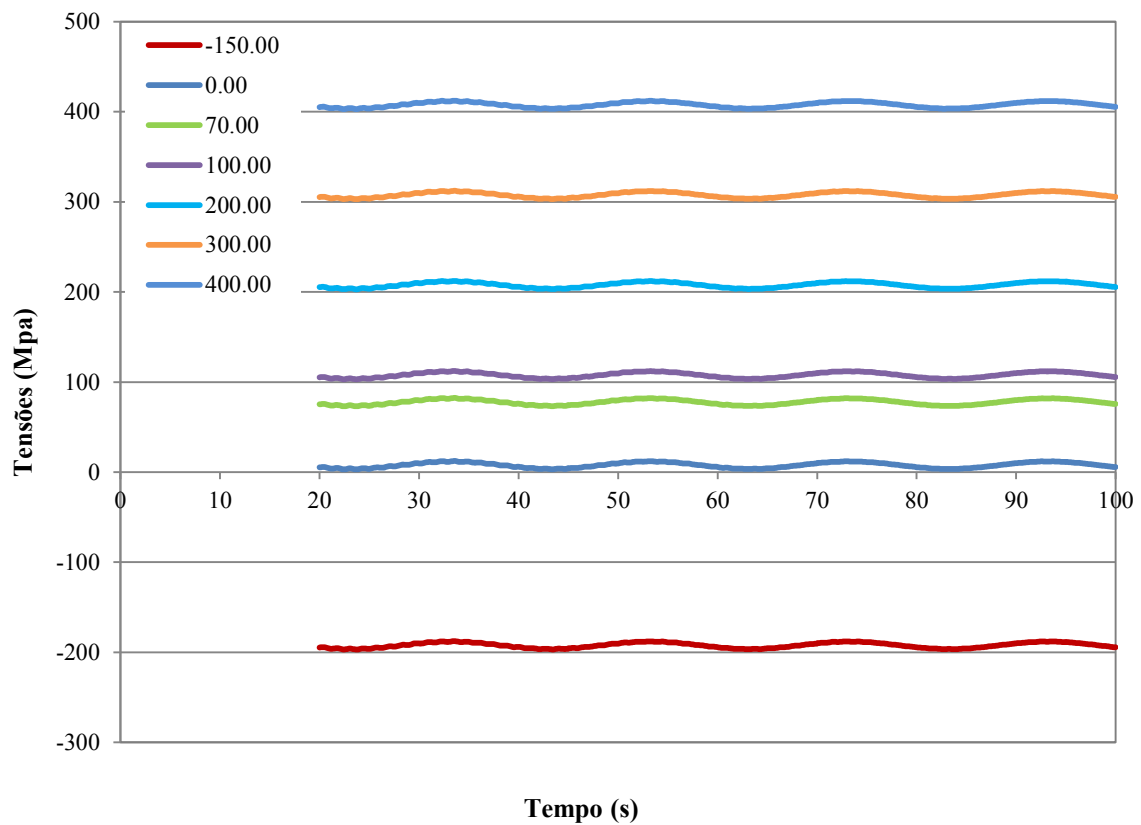


Figura 4.24 – Variação de tensões no tempo considerando diferentes valores de tensão média

A partir de cada uma destas seqüências de tensões é possível obter o dano por fadiga correspondente a cada um dos valores de tensão média considerados. O dano por fadiga apresenta-se na Figura 4.25.

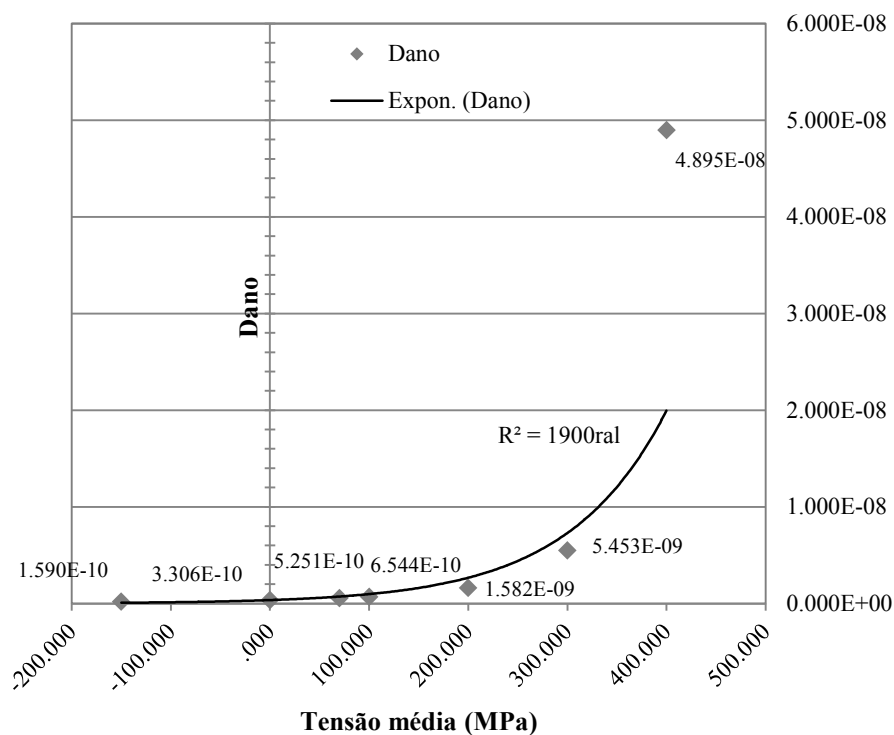


Figura 4.25 – Dano por fadiga para diferentes valores de tensão média

Como era expectável, o dano por fadiga aumenta consoante se aumenta o valor da tensão média. Por sua vez, uma tensão média negativa ou de compressão, apresenta um efeito benéfico para a estrutura diminuindo assim o dano por fadiga sofrido.

Observa-se que no intervalo de tensões entre -150 e 300 MPa o efeito da tensão média no dano traduz-se num crescimento exponencial. Realça-se que o crescimento do dano de 300 MPa para 400 MPa é superior à curva exponencial ajustada (representada no gráfico) tal como se pode observar na Figura 4.25. Concluiu-se assim, que o dano é muito sensível à variação da tensão média do registo, provando a importância da consideração deste efeito sobretudo para tensões médias próximas da cedência. Por exemplo, observa-se um crescimento de 575% entre os danos correspondentes às tensões médias de 300 MPa e 400 MPa.

4.4.4. MODELO I

4.4.4.1. Contagem de ciclos e cálculo de espectros de tensão

A Figura 4.26 apresenta a aplicação do método de Rainflow à variação temporal de tensões obtidas anteriormente (Figura 4.12). O número de ciclos encontra-se apresentado em função das amplitudes e tensão. Este resultado é essencial para a aplicação das curvas de Whöler.

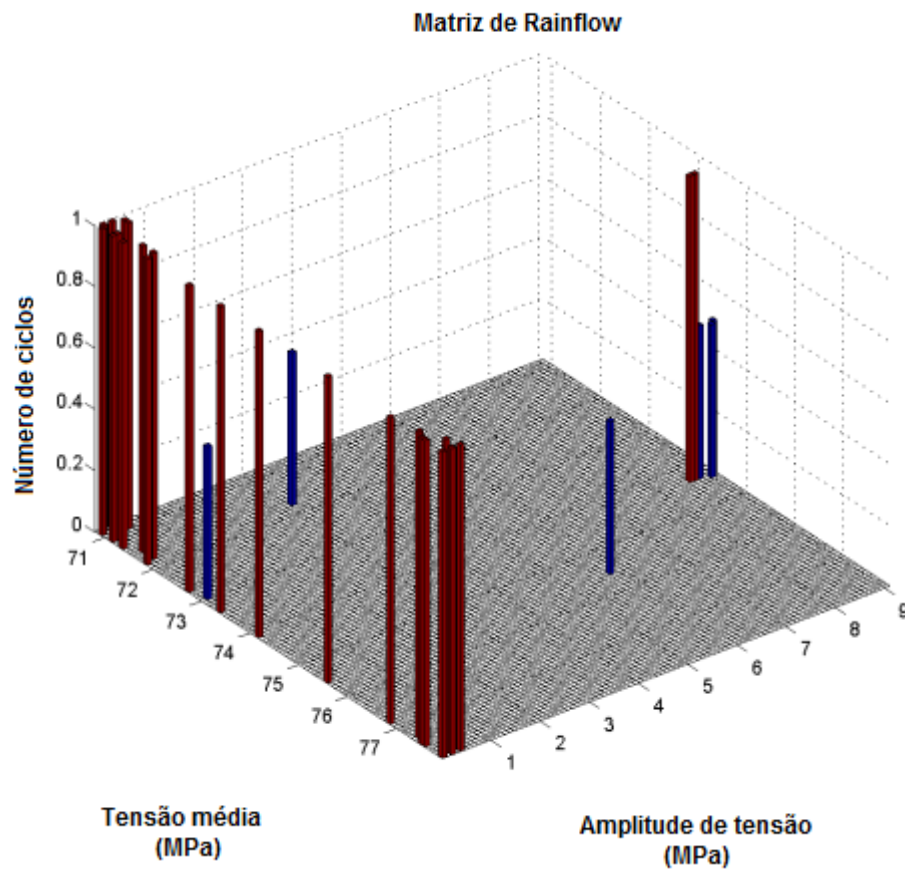


Figura 4.26 – Contagem de ciclos através do método Rainflow

Analisando a Figura 4.26 constata-se que os ciclos se situam maioritariamente entre amplitudes de tensões baixas. O valor da tensão média para esta amplitude de tensões não varia de forma muito significativa, situando-se entre os 71 e 78 MPa.

4.4.4.2. Avaliação do dano por fadiga

Recorrendo-se à variação de tensões no tempo para diversos pontos pertencentes a um mesmo alinhamento da junta, calculou-se o respetivo dano por fadiga. Assim, na Figura 4.27 apresenta-se a distribuição ao longo da extensão da junta do dano por fadiga.

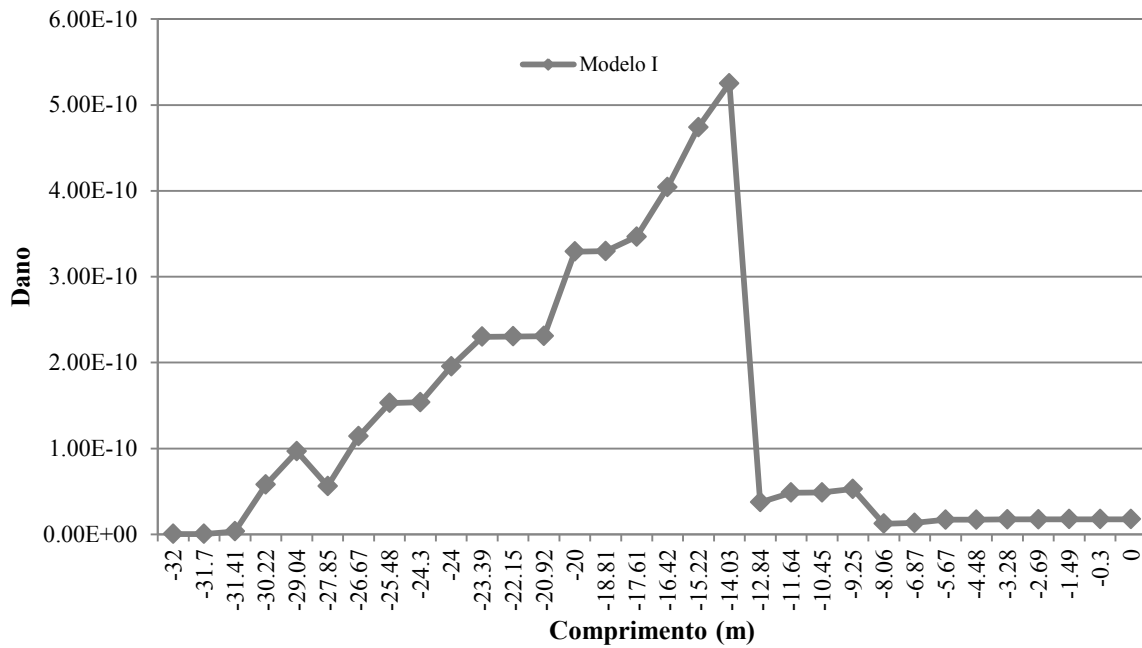


Figura 4.27 – Distribuição ao longo do comprimento da junta do dano por fadiga

Observando a Figura 4.27 conclui-se que o dano por fadiga é maior na zona onde se verifica a tensão máxima.

4.4.4.3. Avaliação da vida de fadiga

Na Figura 4.28 apresenta-se a distribuição ao longo da extensão da junta da vida de fadiga.

A vida de fadiga foi calculada recorrendo à equação seguinte:

$$Vida = \frac{1}{D_{80seg}} \times 80seg \quad (4.3)$$

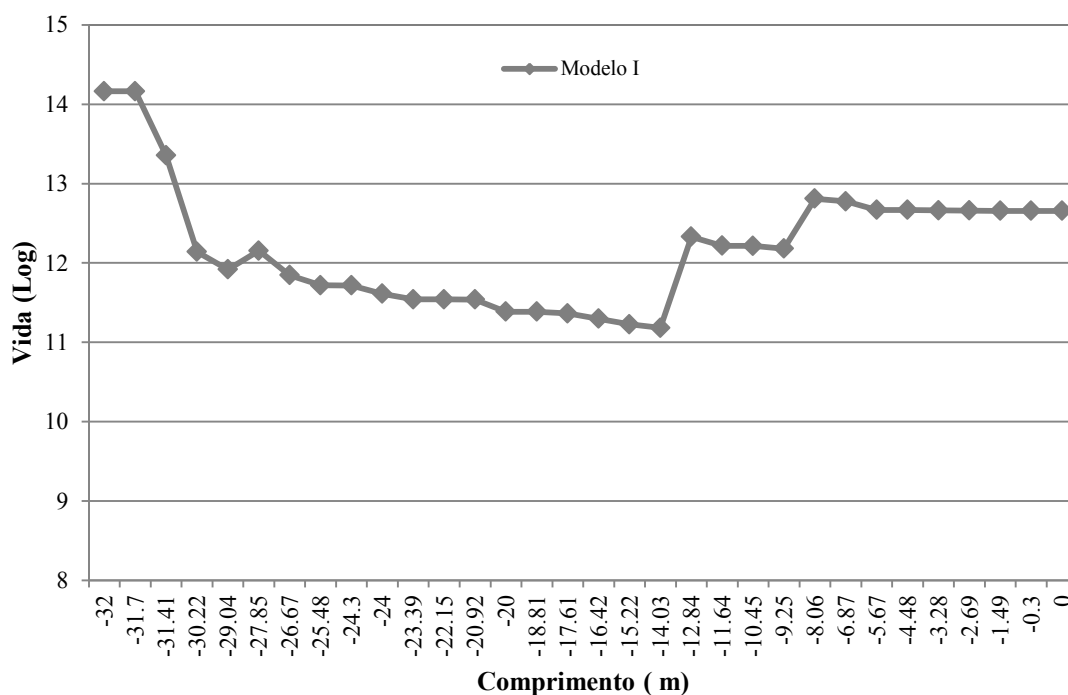


Figura 4.28 – Distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga

Tal como referido em 4.1.2, para o cálculo da vida de fadiga assumiu-se que as ações são aplicadas continuamente, para além dos 120 segundos.

Observando a Figura 4.28, verifica-se que a zona onde existe uma maior tensão corresponde aquela onde a vida de fadiga é menor. A menor vida de fadiga situa-se na zona inicial de transição entre a manga interna e o *riser* (Figura 4.28).

4.4.5. MODELO II

4.4.5.1. Contagem de ciclos e cálculo de espectros de tensão

Na Figura 4.29 apresenta-se a aplicação do método de Rainflow à variação temporal de tensões obtidas anteriormente (Figura 4.16). O número de ciclos encontra-se apresentado em função das amplitudes e tensão. Como referido em o presente resultado é fundamental para a aplicação das curvas de Whöler.

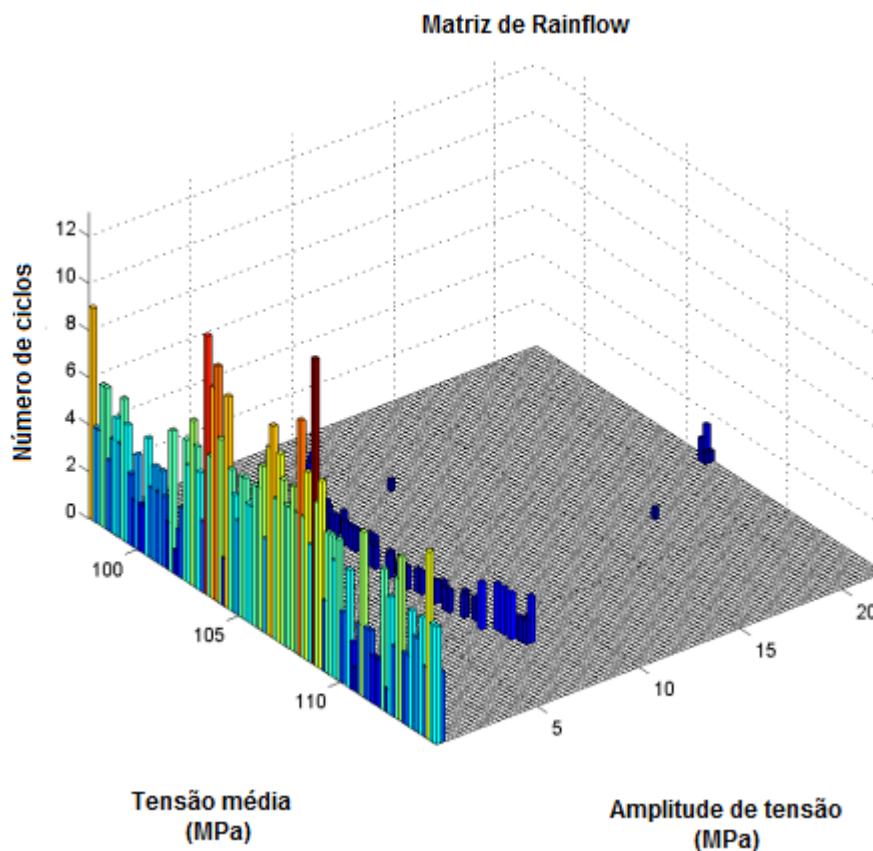


Figura 4.29 – Contagem de ciclos através do método Rainflow

Observando a Figura 4.29 verifica-se, à semelhança do que se constatou para o modelo I (ponto 4.4.4.1), a existência um elevado número de ciclos de tensões baixas. Ainda dentro desta gama de tensões, contrariamente ao observado para o modelo I, é notória uma variação maior de tensão média.

4.4.5.2. Avaliação do dano por fadiga

Na Figura 4.30 apresenta-se a distribuição ao longo da extensão da junta do dano por fadiga.

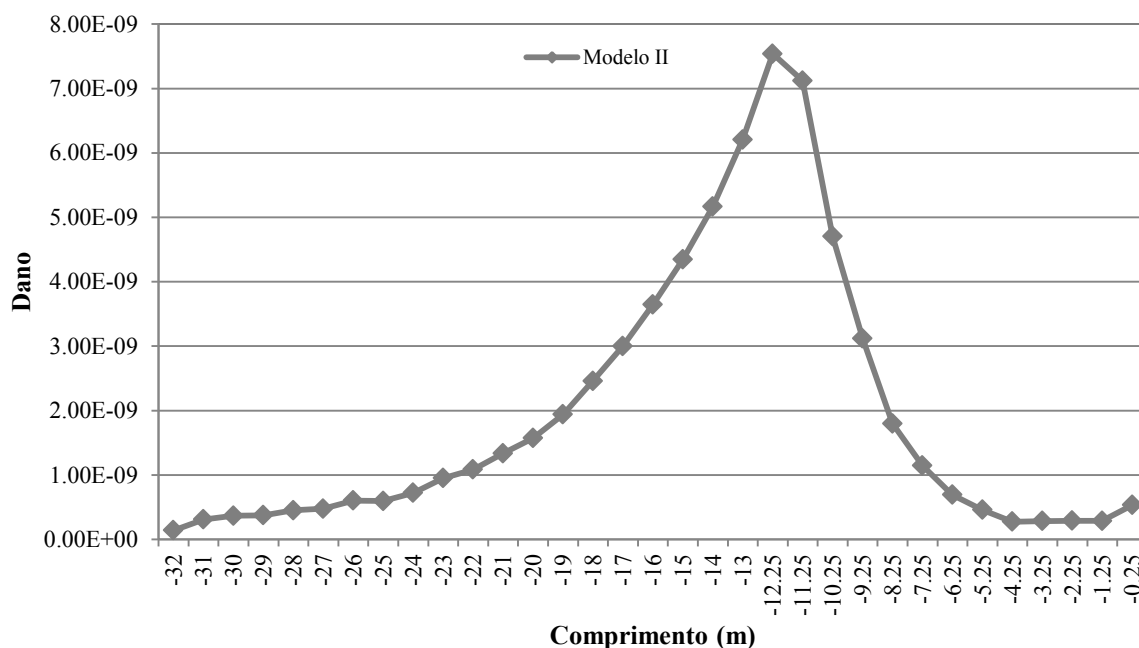


Figura 4.30 – Distribuição ao longo do comprimento da junta do dano por fadiga

Observando a Figura 4.30 conclui-se que o dano por fadiga é maior na zona onde se verifica a tensão máxima. O resultado do dano encontra-se em conformidade com a distribuição de tensões ao longo do comprimento da junta. Observa-se um aumento do dano até a um valor máximo, que corresponde ao ponto de transição entre a manga interna e o riser, seguido de um decréscimo gradual ao longo do restante comprimento da junta

4.4.5.3. Avaliação da vida de fadiga

Na Figura 4.31 apresenta-se a distribuição ao longo da extensão da junta da vida de fadiga, calculada consoante a expressão (4.3).

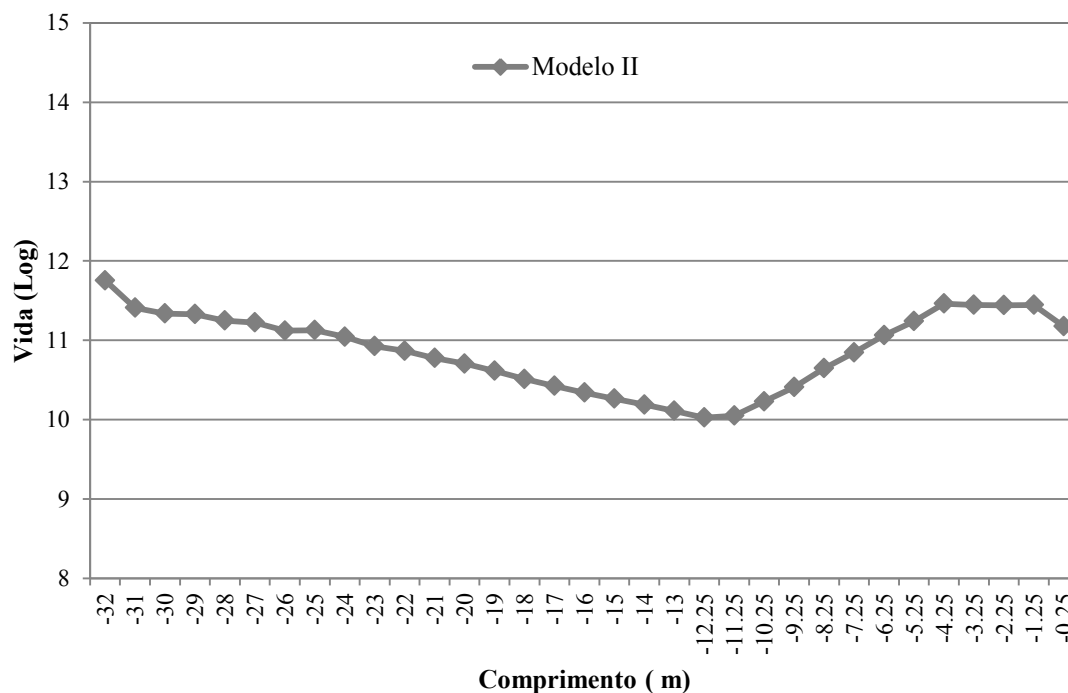


Figura 4.31 – Distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga

Como referido no ponto 4.1.2, para o cálculo da vida de fadiga assumiu-se que as ações são aplicadas continuamente, para além dos 120 segundos.

Observando a Figura 4.31, verifica-se que a zona onde existe uma maior tensão corresponde aquela onde a vida de fadiga é menor.

4.4.6. COMPARAÇÃO COM OS RESULTADOS DO ARTIGO DE [26]

Na Figura 4.32 apresenta-se a distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga, obtida no artigo da referência [26].

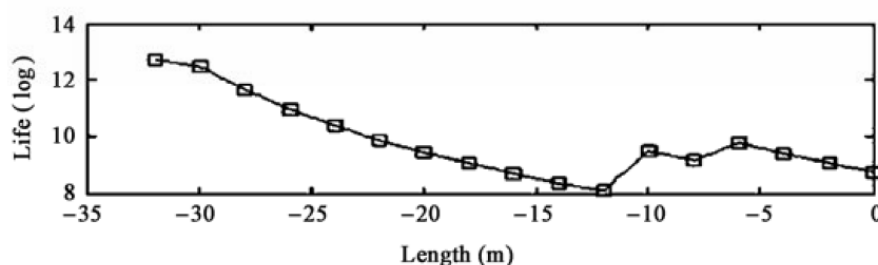


Figura 4.32 – Distribuição ao longo do comprimento da junta da vida de fadiga [26]

Os resultados obtidos no modelo II (Figura 4.31) aproximam-se bastante dos apresentados na Figura 4.32. Tendo-se obtido tensões superiores com o modelo II (Figura 4.21), era expectável que a vida de fadiga fosse inferior à apresentada na Figura 4.32. Ainda assim, os resultados são coerentes do ponto de vista da ordem de grandeza.

4.5. MODELO I SEM MANGAS (MODELO III)

Na presente seção decidiu-se averiguar a função das mangas, através da análise de um terceiro modelo numérico. Realizou-se um novo modelo, partindo do modelo I, considerando apenas o *riser*. Este encontra-se representado na Figura 4.33.

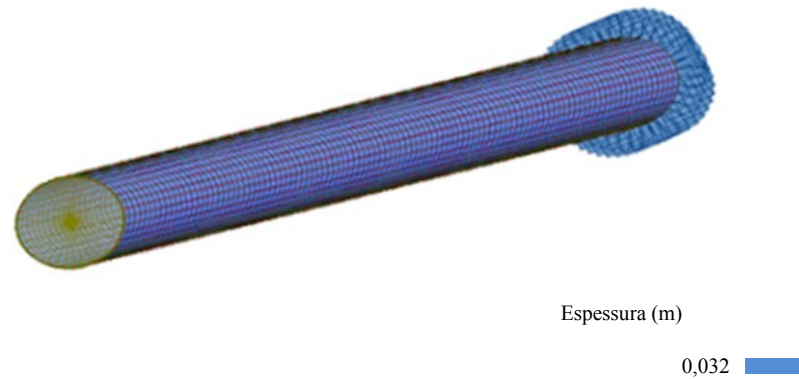


Figura 4.33 – Modelo numérico III (modelo I sem mangas)

Na Figura 4.34 representa-se a distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo III.

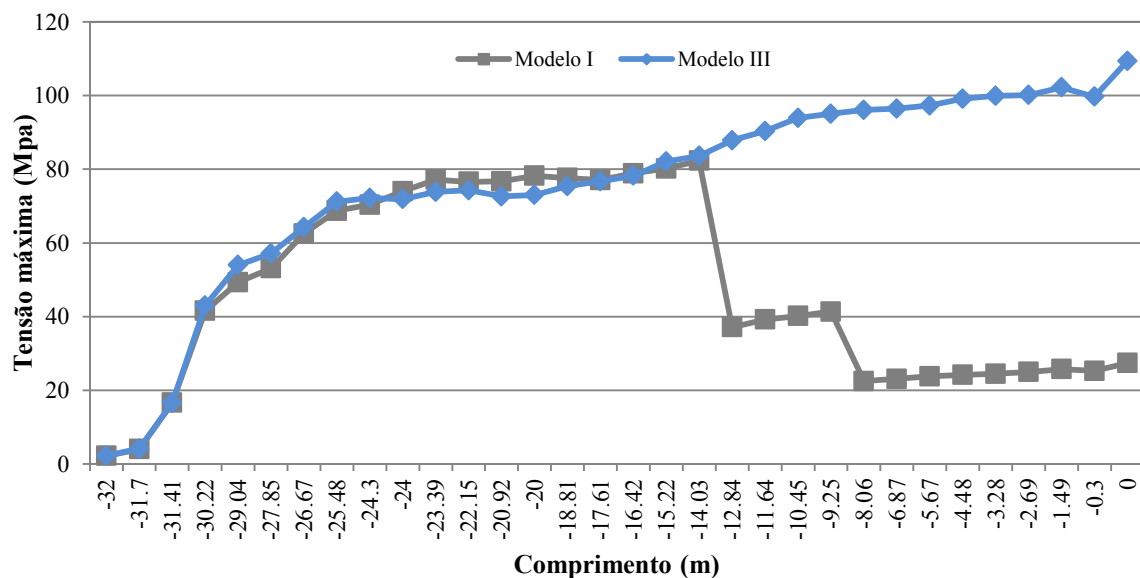


Figura 4.34 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo III (modelo I sem mangas)

Analisando a Figura 4.34 constata-se que, ao contrário do que acontece no modelo III, as tensões ao longo da junta sofrem um decréscimo considerável nos locais onde se verifica a transição de

espessura. Esta transição é conferida pelas mangas. Há que referir ainda que a tensão a nível do encastramento no modelo I é bastante inferior do que aquela que se verifica no modelo III e tal deve-se, igualmente, à existência de mangas sobrepostas ao *riser*.

Como referido em 4.1, as juntas de tensão são elementos estruturais que devem apresentar características que possibilitem a transferência suave de tensões ao longo da sua extensão, evitando a existência de tensões localizadas elevadas ou a excessiva deformação do tubo conectado. Posto isto, constata-se com a análise dos resultados obtidos, que a existência de mangas assegura o desempenho que se procura com o emprego de uma junta de tensão.

Na Figura 4.35 apresenta-se a distribuição ao longo da extensão da junta do dano por fadiga e na Figura 4.36 encontra-se representada a distribuição da vida de fadiga ao longo do comprimento da junta.

Tal como referido no ponto 4.1.2, no cálculo da vida de fadiga considerou-se que as ações são aplicadas continuamente, para além dos 120 segundos.

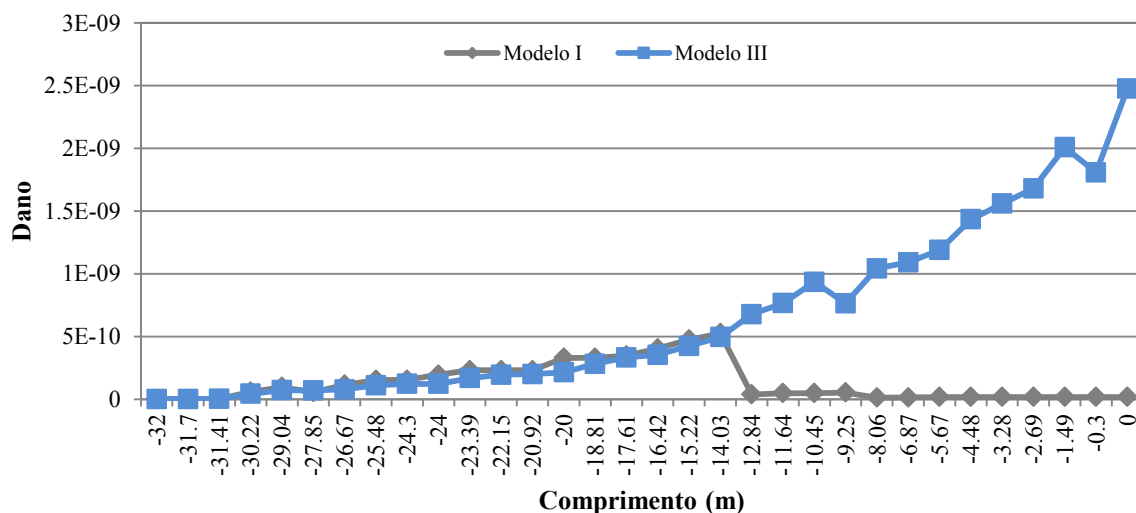


Figura 4.35 – Distribuição do dano por fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo I sem mangas (modelo III)

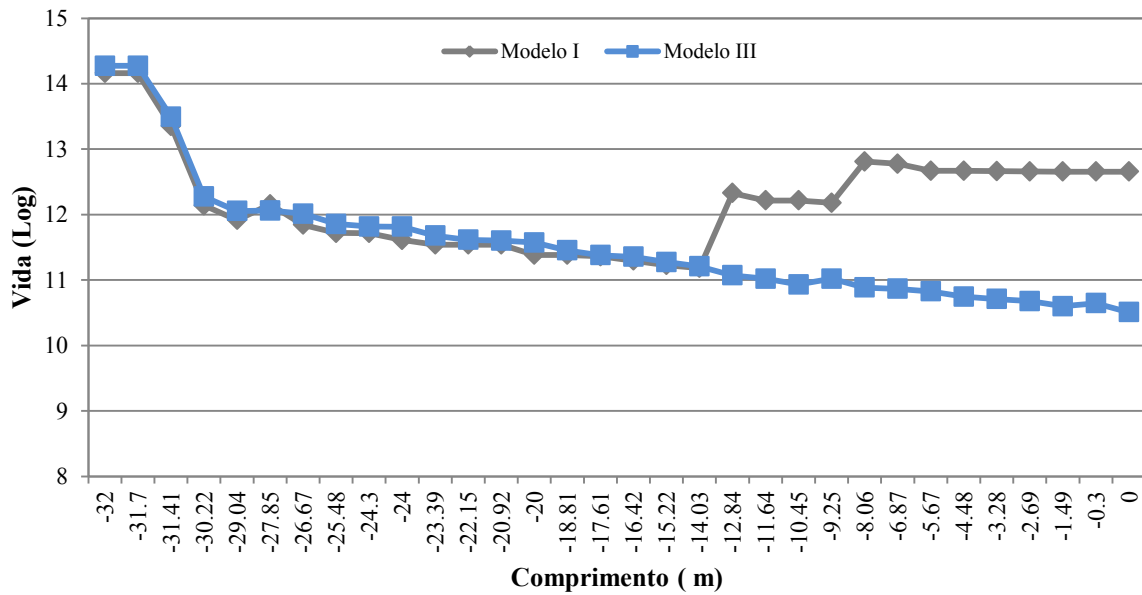


Figura 4.36 – Distribuição da vida de fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo I e do modelo I sem mangas (modelo III)

Os resultados obtidos (Figuras 4.35 e 4.36) encontram-se em conformidade com o que foi apresentado na Figura 4.34. Como se esperava, o dano por fadiga na junta é consideravelmente superior quando não existem mangas e, naturalmente, a vida de fadiga da estrutura será igualmente reduzida quando comparada com o modelo I. As mangas evitam assim a concentração de tensões elevadas possibilitando um melhor desempenho da estrutura perante a fadiga.

Na Figura 4.37 apresenta-se a distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo III.

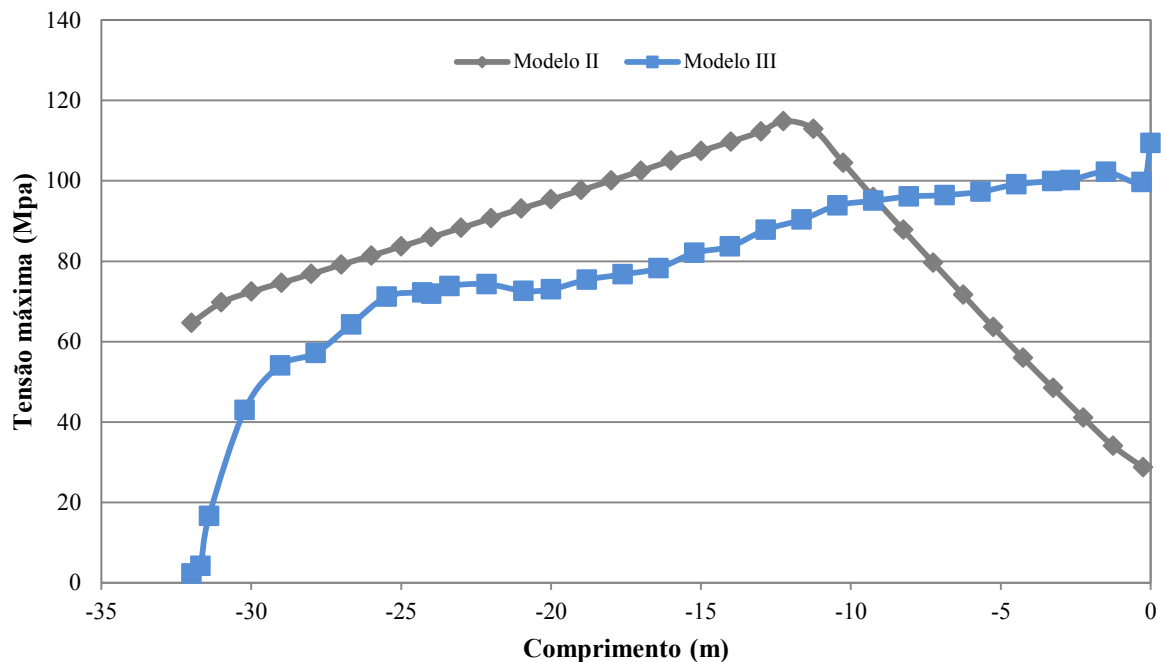


Figura 4.37 – Distribuição de tensões máximas ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo I sem mangas

Tendo-se considerado na realização do modelo II apenas uma faixa de 1,25 metros de elementos de contato na extremidade das mangas, a sua função irá ser condicionada. Ainda assim, através da análise da Figura 4.37, constata-se que, no modelo II, é verificado o decréscimo de tensões provocado pela existência das mangas. Há que referir que sobreposição dos resultados obtidos apresentada tem um caráter meramente indicativo visto os modelos apresentarem diâmetros diferentes.

Na Figura 4.38 apresenta-se a distribuição ao longo da extensão da junta do dano por fadiga e na Figura 4.39 encontra-se representada a distribuição da vida de fadiga ao longo do comprimento da junta.

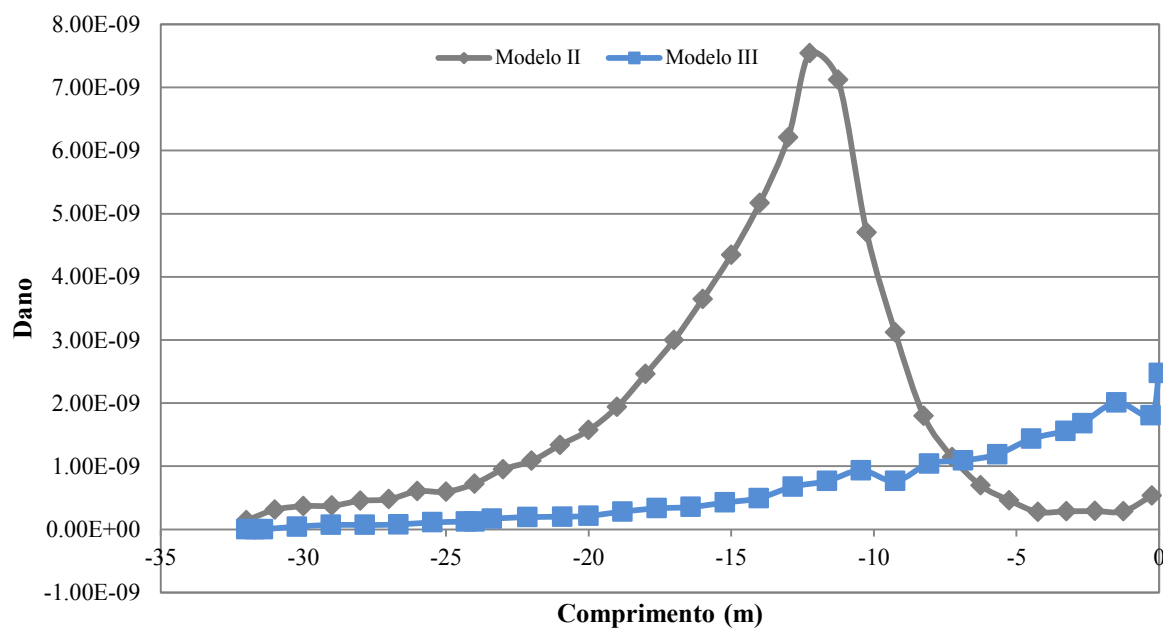


Figura 4.38 – Distribuição do dano por fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo I sem mangas (modelo III)

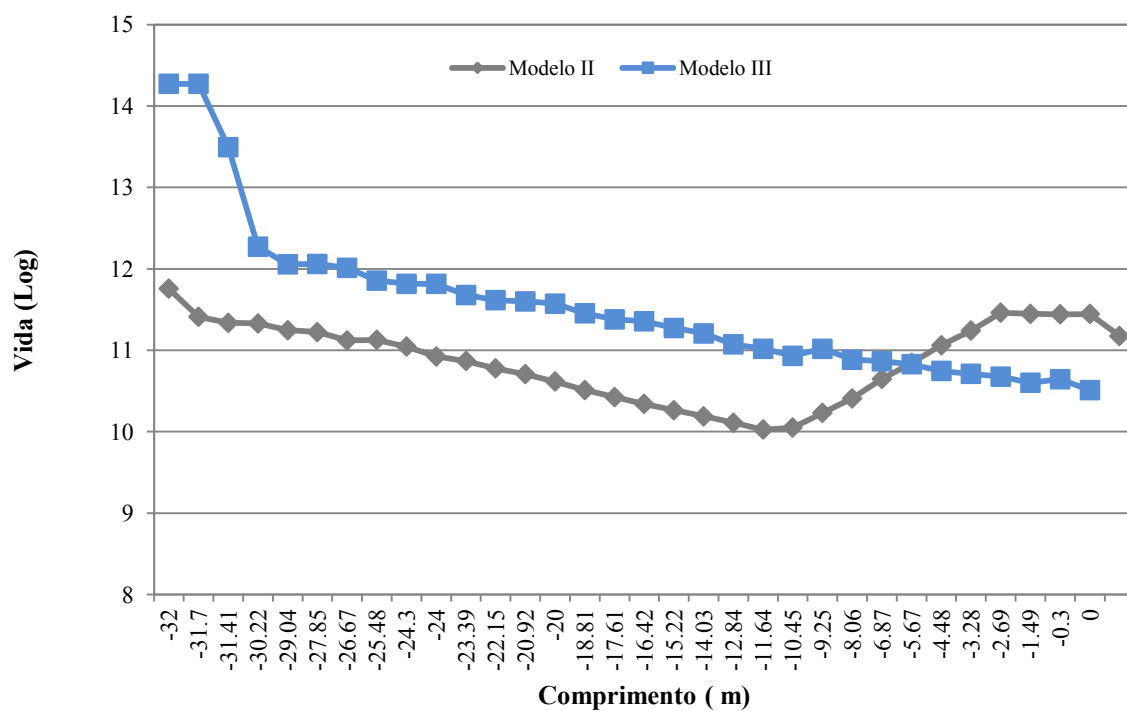


Figura 4.39 – Distribuição da vida de fadiga ao longo do comprimento da junta analisada através do modelo II e do modelo II sem mangas (modelo III)

Os resultados obtidos apontam, mais uma vez, para o que foi exposto anteriormente. Observando as Figuras 4.38 e 4.39 verifica-se que a vida de fadiga no modelo II, na zona das mangas, é superior à apresentada no modelo III. Deste modo, conclui-se que o contato contribui de forma efetiva para o amortecimento das vibrações provocadas pela solicitação sinusoidal.

5

CONCLUSÃO

5.1. SÍNTESE DOS TRABALHOS DESENVOLVIDOS

O objetivo do presente trabalho consistiu numa análise dinâmica e avaliação da falha por fadiga de uma estrutura de conexão de *risers* do tipo *Sleeve Stress Joint*, composta por três partes: o *riser*, a manga interna (*inner sleeve*) e a manga externa (*outer sleeve*).

Pretendeu-se com este estudo reproduzir a análise desenvolvida por Zheng, W. *et al.*, 2012 no artigo *Multiaxial Fatigue Analyses of Stress Joints for Deepwater* [26].

O presente trabalho parte de resultados da análise global de um *riser* em catenária livre, sujeito a determinadas condições e cargas ambientais, descritas no Capítulo 2. Este processo estabelece as condições de contorno e esforços, viabilizando uma análise dinâmica local da junta de tensão por aplicação dessas condições à extremidade.

Para esta análise desenvolveram-se dois modelos de elementos finitos com diferentes graus de complexidade, utilizando elementos de casca. No primeiro modelo, simulou-se a existência de mangas de sobreposição através de um acréscimo localizado de espessura, enquanto no segundo utilizam-se dois níveis de elementos de casca e elementos de contato nessa sobreposição.

Recorrendo a programas de cálculo automático, procedeu-se a uma análise dinâmica dos modelos realizados, obtendo-se as tensões instaladas e os modos de vibração. Calculou-se ainda, para ambos os modelos, a variação temporal de tensão em pontos de localização relevante em termos de dano e apresentou-se a variação de tensões máximas ao longo de toda a extensão da junta.

A análise dinâmica do modelo I foi realizada por sobreposição modal, na qual se incluiu o contributo dos modos de vibração até uma frequência máxima de 31,34 Hz. Na integração da equação do movimento utilizou-se o método de Newmark com um passo de integração (Δt) igual a 0,052 segundos. Para o modelo II realizou-se uma análise dinâmica com integração direta das equações de movimento, recorrendo ao método de Newmark com um passo de integração (Δt) igual a 1.10^{-4} segundos.

Tendo por base os resultados das modelações numéricas, realizou-se uma análise de fadiga uniaxial, na qual se considerou o efeito da tensão média, obtendo-se o dano por fadiga e uma previsão da vida residual de fadiga da junta de tensão. Fez-se ainda uma análise de sensibilidade à tensão média procurando justificar a sua contabilização neste estudo.

Por fim, elaborou-se um terceiro modelo numérico, no qual se considerou apenas a existência do *riser*, procurando assim aferir a função e importância das mangas na junta de tensão estudada.

5.2. RESULTADOS

Os resultados obtidos através da análise dos modelos numéricos descritos permitiram retirar algumas conclusões importantes.

Após a análise dinâmica, constatou-se que o modelo I e o modelo II originam um mapa de tensões bastante semelhante. Apesar das diferenças na sua modelação, em ambos os casos o ponto onde a tensão é máxima encontra-se entre a manga interna e o *riser*, tal como apresentado pelo autor do artigo [26].

Neste ponto, a amplitude das tensões obtidas para o modelo II é superior à que se obtém através do modelo I. Consequentemente, a tensão média da resposta do modelo II (104,5 MPa) é superior àquela que se verifica para modelo I (76,4 MPa). Os resultados obtidos não foram os esperados visto o modelo II ter sido realizado recorrendo a elementos de contato. A frequência da resposta obtida após análise dos dois modelos é semelhante, verificando-se no entanto que o segundo modelo apresenta uma resposta caracterizada por uma frequência mais elevada.

Estes resultados encontram-se em conformidade com a ordem de grandeza do resultado apresentado pelo autor do artigo [26]. No entanto, contrariamente ao esperado, os resultados do modelo II afastam-se mais dos resultados expostos pelo autor, do que os resultados obtidos da análise do modelo I.

Após uma análise de fadiga, na qual se avaliou o dano por fadiga e a vida residual de fadiga ao longo do comprimento da junta, verifica-se que o modelo I e o modelo II apresentam algumas diferenças. Em termos de distribuição, ambos os modelos se aproximam dos resultados apresentados pelo autor [26]. No entanto, e como já se previa ao analisar a distribuição das tensões, no modelo II a vida de fadiga é inferior. Já no modelo I a vida de fadiga aproxima-se novamente, de forma considerável, do resultado apresentado pelo autor do artigo [26].

Analisando um terceiro modelo, constata-se que as mangas apresentam uma função crucial na atenuação de tensões ao longo da junta. Posto isto, conclui-se que a extensão do contato e a forma como este foi estabelecido para o modelo II pode ter comprometido o comportamento da junta, resultando na diferença de resultados obtida entre este modelo e o modelo apresentado pelo autor. Verificou-se que, no modelo II, a vibração livre provocada pela solicitação imposta à estrutura não é atenuada na sua totalidade. Tal deve-se ao facto do impacto criado devido ao contato entre o *riser* e a manga. Não sendo este contato contínuo, a atenuação das vibrações impostas gera uma concentração de tensões. Ainda assim, verifica-se que o contato adotado contribui para o amortecimento das vibrações o que justifica o decréscimo de tensão verificado desde da zona do contato até ao encastramento. Os resultados obtidos para o modelo II reforçam a importância que as mangas assumem na junta de tensão analisada, devendo o seu dimensionamento ser feito com base numa análise detalhada.

A análise de sensibilidade à tensão média apresenta resultados satisfatórios, justificando em pleno o porquê da sua contabilização na análise de fadiga. Tal como seria de esperar, tensões médias de tração diminuem a resistência à fadiga, o que implica uma redução do número de ciclos até à rotura para uma mesma amplitude de tensão. Por outro lado, uma tensão média de compressão aumenta a resistência à fadiga.

A realização deste estudo provou que a importância das juntas de tensão, quer a nível de estabilidade estrutural, quer na garantia da funcionalidade plena e contínua dos sistemas de *risers*, torna crucial que a realização de uma análise dinâmica e de fadiga. Tal deve-se ao facto da rotura ocorrer, não por se atingir o limite de cedência do material, mas sim devido à existência de fenómenos de fadiga. Encontrando-se sujeitas a condições ambientais e de carregamento adversas, as análises referidas não

devem ser negligenciadas. Posto isto, este tipo de estruturas deve ser dimensionado e executado com elevada minuciosidade, visto a sua falha comprometer o desempenho do sistema global.

5.3. DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

No que diz respeito a juntas de tensão empregues em *risers*, existe ainda um grande campo em que podem ser efetuados estudos contribuindo para um ganho de conhecimento e competências nesta área.

O presente trabalho não tem como objetivo constituir uma referência no tema abordado, mas sim constituir um ponto de partida para desenvolvimentos mais pormenorizados acerca de estruturas de conexão de *risers*. Os desenvolvimentos futuros que poderão surgir a partir desta dissertação são variados, uma vez que estudos e análises relacionados com este tipo de estruturas são escassos.

Deste modo, propõe-se a elaboração de uma análise paramétrica procurando avaliar a influência da variação de determinados parâmetros geométricos no seu comportamento. Este processo poderá conduzir a um estudo de otimização da *Sleeve Stress Joint*.

Sugere-se ainda o estudo e análise de outro tipo de estruturas de conexão, efetuando um paralelismo em termos de desempenho e adaptabilidade destas estruturas quando empregues em *risers* em catenária livre.

Por fim, propõe-se uma análise de fadiga multiaxial da junta de tensão abordada neste trabalho. Com os resultados obtidos poderá retirar-se conclusões interessantes acerca da importância deste tipo de análise mais complexa.

As referidas propostas de continuidade poderão levar a um maior conhecimento e constituir um bom documento de apoio ao dimensionamento e análise deste tipo de estruturas.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DNV-OS-F201 DNV (2010), *Offshore standard DNV-OS-F201: Dynamic Risers*. Det Norske Veritas, Noruega
- [2] Kopsia (http://kopsia.com.br/index_PT_files/img6.gif). Último acesso 04/2013.
- [3] Portal Brasil (http://www.brasil.gov.br/linhadotempo/html/tema/lista_epocas?tema=Hist%C3%B3ria%20do%20Petr%C3%B3leo). Último acesso 04/2013.
- [4] Nelson Freire (<http://www.pontodevistaonline.com.br/petrobras-inicia-producao-em-campo-presal/>). Último acesso 04/2013.
- [5] Olhar Empreendedor (<http://www.olharempreendedor.com.br/2012/12/04/petrobras-promove-oportunidades-para-micro-e-pequenas-empresas-se-tornarem-fornecedoras-da-cadeia-do-pre-sal/pre-sal/>). Último acesso 04/2013.
- [6] Petrobras(<http://www.petrobras.com.br/pt/energia-e-tecnologia/fontes-de-energia/petroleo/presal/>). Último acesso 04/2013.
- [7] Instituto Geodireito (<http://www.geodireito.com/?p=5673>). Último acesso 04/2013.
- [8] Galp Energia (<http://www.galpenergia.com/PT/investidor/ConhecerGalpEnergia/Os-nossos-negocios/Exploracao-Producao/fundamentos-engenharia-petroleo/Paginas/Origem-e-composicao-do-petroleo.aspx>). Último acesso 04/2013.
- [9] Devold, H. *Oil and gas production handbook - An introduction to oil and gas production*. ABB ATPA Oil and Gas, 2006.
- [10] Takafuji, F. *Dinâmica tridimensional de risers*. Dissertação de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.
- [11] Gonçalves,T.,Medeiros,F., Matsumoto,T. *Projeto Conceitual de Unidade Flutuante de Produção e Armazenamento com Completação Seca*. IV Congresso Ibero-Americano de Engenharia Naval - COPINAVAL, 2007, São Paulo.
- [12] Amorim, T. *Plataformas offshore – uma breve análise desde a construção ao descomissionamento*. Trabalho de Conclusão de Curso, UEZO – Centro Universitário Estadual da Zona Oeste, Rio de Janeiro, 2010.
- [13] Wikipédia (<http://naval.wiki.br/index.php/Arquivo:Jaqueta.png>). Último acesso 05/2013.
- [14] Wikipédia (<http://naval.wiki.br/index.php/Arquivo:Gravidade1.png>). Último acesso 05/2013.
- [15] ISI Engenharia (<http://www.isiengenharia.com.br/espaco-do-engenheiro/curiosidades/o-mundo-das-plataformas-de-petroleo-2>). Último acesso 05/2013.
- [16] PGNews (http://petrogasnews.files.wordpress.com/2011/03/111_296-alt-marco-polo-tlp.jpg). Último acesso 05/2013.
- [17] Assis, L. *Unidades de processamento e exportação de petróleo*. Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.
- [18] FBIC (http://www.fsbic.com/Christmas_tree_gate_valve.html). Último acesso 05/2013.
- [19] Rigzone (http://www.rigzone.com/training/insight.asp?insight_id=302&c_id=17). Último acesso 05/2013.

- [20] Villela, M. *Análise do comportamento da temperatura em sistemas de produção de petróleo: comparação entre completação seca e molhada*. Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2004.
- [21] ITP (<http://www.itp-interpipe.com/products/subsea-production-flowlines/subsea-production-flowlines.php>). Último acesso 05/2013.
- [22] Prysmian Group (http://australia.prysmiangroup.com/en/business_markets/markets/oil-and-gas/products/subsea-umbilicals-risers-and-flowlines-surf/Umbilicals). Último acesso 05/2013.
- [23] NKT Flexibles (<http://www.nktflexibles.com/en/Products+and+Solutions/>). Último acesso 04/2013.
- [24] Arruda, M., Martins, M., Lages, E. *Otimização dos flutuadores de risers em catenária em configuração complexa*. Seminário: Ciências Exactas e Tecnológica, Dezembro/2012, páginas 149-164, Londrina.
- [25] Rubin, A., Gudme, J. *Qualification of Steel Wire for Flexible Pipes*. NACE International – Corrosion, Março/2006, San Diego, Califórnia.
- [26] Zheng, W., Yang, H., Li, Q. *Multiaxial Fatigue Analyses of Stress Joints for Deepwater Steel Catenary Risers*. China Ocean Engineering, Dezembro/2012, páginas 713-722, Springer.
- [27] 2B1st Consulting (<http://www.2b1stconsulting.com/jacket/>). Último acesso 04/2013.
- [28] Bazán, F. *Metodologia para análise estrutural e otimização de estruturas de conexão de risers*. Dissertação de Doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2009.
- [29] Wang, Y., Cao, J., Sha, Y., Duan, M., Wang, D., Dong, Y., Zhou, Y. *SCR Hand-Off System Selection Considerations and Criteria*. 21^o International Offshore and Polar Engineering Conference, Junho/2011.
- [30] Subsea Riser Products (http://www.subseariserproducts.com/products/top-tensioned-riser/stress-joint?&vsig53_0=2). Último acesso 04/2013.
- [31] Subsea Riser Products (<http://www.subseariserproducts.com/documents/9603-PDS-0004-02-TAPER-JOINT.pdf>). Último acesso 04/2013.
- [32] Wohler, A. *Experiments on the strength of metals, Engineering*, Vol.23, 1967, páginas 160-161.
- [33] Schijve, J. *Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art*. International Journal of Fatigue 25, 2003, páginas 679–702, Elsevier, Delf.
- [34] Wikipédia (http://en.wikipedia.org/wiki/Wilhelm_Albert). Último acesso 05/2013.
- [35] Wikipédia (http://en.wikipedia.org/wiki/William_John_Macquorn_Rankine). Último acesso 05/2013.
- [36] Wikipédia (http://en.wikipedia.org/wiki/William_Fairbairn). Último acesso 05/2013.
- [37] Branco, M. *Mecânica dos Materiais*. 2^a Edição Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1985.
- [38] Wikipédia (http://en.wikipedia.org/wiki/Versailles_rail_accident; [http://en.wikipedia.org/wiki/Alexander_L._Kiell_and_\(platform\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Alexander_L._Kiell_and_(platform)); http://en.wikipedia.org/wiki/BOAC_Flight_781). Último acesso 05/2013.

- [39] Silva, L. *Análise de risers rígidos na configuração lazy-wave e risers flexíveis em catenária livre*. Trabalho de fim de curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro – Escola politécnica, 2005.
- [40] Mourelle, M. *Dynamic Analysis of Structural Systems Made up of Slender Marine Lines*. Dissertação de Doutorado, Departamento de Engenharia Civil da Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1993.
- [41] Timoshenko, S., Gere, J. *Mecânica dos sólidos I*. Wook, 1994.
- [42] Li, S., Nguyen, C. *Dynamic Response of Deepwater Lazy-Wave Catenary Riser*. Deep Offshore Technology International, Dezembro/2010, 2H Offshore Inc., Amsterdam
- [43] Pereira, F. *Confrontação numérico-experimental da dinâmica de sistema flutuante, considerando seu acoplamento com linhas de produção*. Dissertação de Doutorado, Escola Politécnica de São Paulo, 2010.
- [44] Yang, H., Zheng, W. *Metamodel approach for reliability-based design optimization of a steel catenary riser*. J. Mar. Sci. Technol., 2011, páginas 202-213.
- [45] Ebecken, N., Lima, E., Jacob, B. *Análise de risers flexíveis por um método de redução de base*. Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería, páginas 483-791, 1990.
- [46] Corps National Economic Development Manual Series (<http://www.corpsnedmanuals.us/nedmanual.cfml?pg=4&mpg=68>). Último acesso 05/2013.
- [47] Bright Hub Engineering (http://www.brighthubengineering.com/naval-architecture/91333-why-a-ship-does-not-capsize-when-it-rolls/#imgn_5). Último acesso 05/2013.
- [48] Remote Measurements & Research Co. (http://www.rmrco.com/docs/m1207_ship_movements_at_sea.pdf). Último acesso 05/2013.
- [49] Batalha, F. *Análise de fadiga de estruturas offshore tipo topside*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro – Engenharia Civil, 2009.
- [50] Ellwan B., Lima, L. *Tópicos Básicos de Hidrodinâmica Aplicados a Estruturas Offshore*. Apostila do Programa de Engenharia Civil – Área de Estruturas, Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2007.
- [51] Almeida, A. *Análise de fadiga de uma plataforma offshore HTLP*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2007.
- [52] Bai, Y., Bai, Q. *Subsea Pipelines and Risers*. Elsevier Science, 2005.
- [53] Geaquinto, H. *Análise de fadiga em risers rígidos considerando variação de parâmetros da interação solo-estrutura e trincheiras*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2008.
- [54] DNV-RP-F204 DNV (2010), *Recommended Practices DNV-RP-F204: Riser Fatigue*. Det Norske Veritas, Noruega.
- [55] Clough, R., Penzien, J. *Dynamics of Structures*. McGraw-Hill Book Company, New York, 1975.
- [56] Marques, F. *Avaliação do comportamento estrutural e análise de fadiga em pontes metálicas ferroviárias*. Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2000.
- [57] Furukawa, K., Murakami, Y. *Method for Estimating Service Load from Striation Width and Height*, Case Histories on Integrity and Failures in Industry. 1999, páginas 279-288.

- [58] Regulamento de Estruturas de Betão Armado e Pré-Esforçado, 1983.
- [59] Structural Concrete Textbook on behaviour, design and performance, Second edition Volume 2: Basis of design. FIB, 2010.
- [60] Olsson K., Pettersson J. *Fatigue Assessment Methods for Reinforced Concrete Bridges in Eurocode*. Dissertação de Doutoramento Universidade de Tecnologia de Chalmers, 2010, Suécia.
- [61] Branco, M., Fernandes A., Castro T. *Fadiga de Estruturas Soldadas*. 2ª edição Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1999.
- [62] 4Share (<http://dc304.4shared.com/doc/jCRBZaMj/preview.html>). Último acesso 05/2013.
- [63] Richard W. Hertzberg. *Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Material*. 4th Edition, New York, John Wiley & Sons, páginas 521 – 578, 1996.
- [64] Madayag, A.G. *Metal Fatigue: Theory and Design*. 1969.
- [65] European Steel Design Education Program (ESDEP), Group 12: Fatigue 1, 1994, Ascot, UK.
- [66] Amorim, S. *Análise dos problemas bidimensionais da mecânica da fratura elástica linear usando a formulação dual do método dos elementos de contorno*. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, 2006.
- [67] Callister, W., Rethwisch, D. *Materials Science and Engineering: an Introduction*. Nova Iorque, 2006.
- [68] Bourrier, P., Brozzetti, J. *Construction métallique et mixte Acier Béton*. Tome 1, Calcul et dimensionnement selon les Eurocodes 3 et 4. Éditions Eyrolles, 1996.
- [69] ASTM E399 - 12e1 (2012), *Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{Ic} of Metallic Materials*, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2012, DOI: 10.1520/E0399-12E01, www.astm.org.
- [70] Shigley E., Mischke R., Budynas G. *Projecto de engenharia mecânica*. Bookman, 7ª edição, 2005.
- [71] Kulazi, A. *Comportamento à fadiga do aço DP600 processado por jacto de água*. Dissertação de mestrado, Universidade Técnica de Lisboa, 2007.
- [72] EN-1993-1-9 (2003), *Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-9: Fatigue*, European Committee for Standardization (CEN), Bruxelas.
- [73] DiTommaso, A., Sih, G. *Fracture Mechanic of Concrete: Structural application and numerical calculation*. Martinus Nijhoff Publishers, 1985.
- [74] DNV-RP-C203 DNV (2012), *Recommended Practices DNV-RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures*. Det Norske Veritas, Noruega.
- [75] Frýba, L. *Dynamics of Railway Bridges*. Thomas Telford, 1996.
- [76] Figueiredo, A. *Análise do efeito da tensão média na resistência à fadiga por Fretting da liga Al 7050-T7451*. Dissertação de mestrado, Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, 2010.
- [77] Meyers, M., Chawla, K. *Mechanical Behavior of materials*. Cambridge, 1999.
- [78] Souza, E. *Análise do efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga do aço ASTM A743 CA6NM*. Dissertação de mestrado, Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, 2011.

- [79] Galgoul, N. *Fatigue Analysis of Offshore Fixed and Floating Structures*. Apostila Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2007.
- [80] 2B1st Consulting (<http://www.2b1stconsulting.com/jacket/>). Último acesso 07/2013.
- [81] Takeda, C. *Análise de fadiga para um riser de perfuração*. Dissertação de Doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2008.
- [82] Pinheiro, B., Pasqualino, I. *Propagação de trincas em defeitos de soldas circunferenciais de "risers" rígidos*. 20º Congresso Nacional de transportes marítimos, construção naval e offshore, Novembro/2004, Sobena, Rio de Janeiro.
- [83] Imam B., Righiniotis, T., Chryssanthopilos, M. *Numerical modelling of revited railway bridge connections for fatigue evaluation*. School of Engineering, University of Surrey, 2/Abril/2007, páginas 3071-3081, Elsevier.
- [84] Autodesk, I., Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2011. 2008 EUA.
- [85] SOLVIA 03.2003. Finite Element System. SOLVIA Engineering AB. Suécia.
- [86] EN1990-A2. Eurocode: *Basis of structural design - Annex A2: Applications for bridges (Normative)*. European Committee for Standardization (CEN), Brussels, 2005.
- [87] ISO/CD 13628-7
- [88] Fatemi, A., Shamsaei, N. *Multiaxial fatigue: An overview and some approximation models for life estimation*. Int. J. Fatigue, páginas 948-958, 2011.